



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Diseño de un Sistema de Aire
Acondicionado/Calefacción, Incluyendo
Métodos Recuperativos y Energía Solar.**

Autor:

Martín Guillem, Enrique

Tutor:

**Velasco Gómez, Eloy
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, Julio de 2014.

Resumen

Título:

**“Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado/Calefacción,
Incluyendo Métodos Recuperativos y Energía Solar”**

Autor: Enrique Martín Guillem

Director: Eloy Velasco Gómez

Resumen:

En los tiempos actuales, el aumento del precio de la energía, y la concienciación del ser humano con la conservación del medio ambiente, han conducido a la ingeniería a buscar formas alternativas para conseguir sus propósitos, tanto en el ámbito de la termotecnia como en otras áreas de conocimiento, sin perder con ello prestaciones en el servicio.

El presente trabajo, pretende realizar un estudio sobre el dimensionado de una instalación de climatización, utilizando las actuales técnicas de ahorro de energía y la normativa vigente para tal caso.

Para ello, se ha utilizado un software informático para los cálculos más complejos, como son las cargas internas y externas y posteriormente se han ido incluyendo una serie de instrumentos de ahorro de energía tales como la utilización de sondas de presencia, introducción de sistemas recuperativos, sistemas free-cooling y energía solar térmica.

Palabras clave:

Cálculo de cargas térmicas, ahorro de energía, sistemas recuperativos, free-cooling, energía solar térmica.

Title:

“Design of an Air Cooled/Heating System, Including Recuperative Methods and Solar Energy”

Author: Enrique Martín Guillem

Director: Eloy Velasco Gómez

Abstract:

In modern times, the rising price of energy, and awareness of the human being to the conservation of the environment, have led to engineering to find alternative ways to achieve their aims, in the field of thermotechnics and other areas of knowledge, without thereby losing benefits in service.

This work proposes a study on the optimal sizing of an air conditioning system, using existing power saving techniques and the rules governing such cases.

To do this, we have used a computer software for more complex calculations, such as internal and external loads and then are gone including a number of instruments energy savings such as using presence probes, the introduction of recuperative systems, free-cooling systems and solar thermal energy.

Keywords:

Calculation of thermal loads, energy saving, recuperative systems, free-cooling, solar thermal energy.

Índice de Contenidos

	Pág.
Resumen.....	1
Índice de Contenidos.....	5
1. Justificación, Objetivos y Antecedentes.....	7
1.1. Justificación.....	9
1.2. Objetivos.....	9
1.3. Antecedentes.....	9
2. Base Teórica.....	11
2.1. Definiciones.....	13
2.2. Cálculo de la Demanda Térmica.....	13
2.2.1. Método de las Funciones de Transferencia.....	16
2.2.2. Tipos de Cargas.....	19
2.3. Calidad Ambiental y Confort Térmico.....	23
2.3.1. Calidad Ambiental.....	23
2.3.2. Confort Térmico.....	28
2.4. Sistemas de Acondicionamiento de Aire.....	33
2.4.1. Elementos de una UTA.....	38
2.5. Sistemas Todo Aire.....	43
2.5.1. Sistemas de Volumen de Aire Constante.....	44
2.5.2. Sistema VAV.....	48
2.6. Sistemas Recuperativos.....	53
2.6.1. Criterios de Selección.....	55
2.6.2. Tipos de Recuperadores.....	59
2.7. Energías Renovables.....	69
2.7.1. Energía Solar Térmica.....	73
2.7.2. Free-Cooling.....	79
3. Dimensionamiento de la instalación.....	85
3.1. Características Generales.....	87
3.2. Limitación de la Demanda Energética.....	89
3.3. Calidad del Aire Interior.....	94

3.3.1.	Confort Térmico.....	94
3.3.2.	Ventilación Interior.....	96
3.4.	Cálculo de la Demanda Térmica.....	101
3.5.	Cálculo de la Demanda Térmica de Zona.....	116
3.6.	Medidas de Ahorro.....	118
3.6.1.	Reducción de los Caudales de Ventilación.....	118
3.6.2.	Recuperación de Energía.....	119
3.6.3.	Introducción de un Sistema de Enfriamiento Gratuito (Free-Cooling).....	124
3.6.4.	Energía Solar Térmica.....	126
4.	Análisis de los Resultados y Conclusiones.....	131
4.1.	Visualización de Resultados.....	133
4.2.	Conclusiones.....	138
4.3.	Líneas Futuras.....	140
	Bibliografía.....	141
	ANEXO I - Plano de Planta de la Nave.....	145
	ANEXO II - Informe LIDER.....	151
	ANEXO III - Curvas de Carga Interna y Externa de los Locales.....	163
	ANEXO IV - Curvas de Demanda por Zona y Local.....	175
	ANEXO V - Curvas de Demanda por Zona y Local con Control de Caudal de Ventilación.....	189
	ANEXO VI - Curvas de Demanda por Zona y Local Incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción.....	203
	ANEXO VII - Curvas de Demanda por Zona y Local añadiendo Free-Cooling.....	217
	ANEXO VIII - Curvas de Demanda por Zona Añadiendo Energía Solar Térmica.....	231

1. Justificación, Objetivos y Antecedentes

1. Justificación, Objetivos y Antecedentes

1.1. Justificación

En los últimos años se ha vivido un aumento muy significativo de los consumos energéticos, debido a un aumento de las prestaciones ofrecidas por las máquinas y sistemas que utilizamos, unido a una conciencia social sobre contaminación del medio ambiente y el aprovechamiento máximo de los recursos naturales, además de la constante subida del precio de la energía.

Esto nos lleva a la optimización energética de los procesos y una de las vías que nos lleva a un aumento del rendimiento es la recuperación de energías residuales que son expulsadas al exterior. Otra vía que se nos ofrece para tal efecto, es el uso de otras energías no convencionales, tales como el propio aire exterior, o la energía producida por la radiación solar.

1.2. Objetivos

El objetivo de este trabajo es el cálculo y análisis de la instalación de climatización de una nave industrial, en la cual se estudiarán diversas formas para reducir los consumos de energía térmica, haciendo especial hincapié en un ahorro de energía sensible, ya que suele ser la que resulta crítica y más costosa de conseguir.

Para ello, será también necesario, garantizar un confort térmico, estableciendo temperaturas, humedades un estado del aire óptimos y garantizar también una buena IAQ, para la cual se deberá dar un mínimo de ventilación de aire exterior.

No obstante, en primer lugar, será necesario saber si las características constructivas de la nave industrial, son las adecuadas y cumplen la normativa vigente. Para ello, se utilizará el Software Informático 'LIDER', reconocido por el Ministerio de Industria, Energía y Turismo.

1.3. Antecedentes

Desde hace varios años, en España y en la Comunidad Europea, se han puesto en marcha varios planes de ahorro de energía, con sus correspondientes legislaciones y normas para tal efecto. De hecho, el objetivo en un futuro a medio-largo plazo, parece ser la desaparición total de las fuentes de energía convencionales, con las cuales mantenemos una elevada dependencia energética (en torno a un 74 %).

En la actualidad, las empresas están invirtiendo una gran cantidad de dinero en reducir los costes de funcionamiento de su oficina, nave industrial, edificio, etc. No obstante, en la mayoría de los casos cuando se proyectan este tipo de

1. Justificación, Objetivos y Antecedentes

instalaciones, se busca simplemente cumplir la normativa vigente, sin preocuparse de la posible reducción de coste que se le pueda ofrecer a la empresa en cuestión.

El impacto ambiental producido por las fuentes de energía convencionales, está provocando poco a poco el deterioro de la atmósfera terrestre, como el efecto invernadero, que aumenta la temperatura de la tierra derritiendo así los polos, la aparición de agujeros en la capa de ozono, que provoca enfermedades epidérmicas en el ser humano, desde pequeñas quemaduras hasta incluso el cáncer de piel.

Por tanto, para una perfecta sintonización entre tecnología y naturaleza es necesario recurrir a dos herramientas fundamentales:

- La mejora de la eficiencia energética.
- La mayor utilización de las energías renovables.

En este ámbito, en la cátedra de termotecnia del Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la E.I.I. de la Universidad de Valladolid se desarrollan, dentro de sus líneas de investigación, diferentes proyectos encaminados a reducir el consumo de energía primaria mediante:

- Recuperación de energía en climatización,
- Certificación y auditorías energéticas,
- Utilización de energía solar térmica

2. Base Teórica

2.1. Definiciones

Climatización: Acción que busca llevar a cabo la generación y mantenimiento de un adecuado nivel de confort higrotérmico para los ocupantes de un espacio cerrado^[1].

Temperatura Seca (T_s): Temperatura de la mezcla aire-vapor causada por la agitación interna de las moléculas.

Humedad Específica (X): Masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco.

Presión de Vapor P_v : Presión del vapor de agua en la mezcla aire-vapor. Viene dada por la Ley de Dalton ($P_v = P_{abs} \cdot X$).

Presión de Saturación (P_{sat}): Presión a una determinada temperatura a la cual el aire no admite más vapor de agua.

Humedad Relativa (H_r): Relación entre la presión de vapor del aire y la de saturación a la misma temperatura $H_r = 100 \cdot P_v / P_{sat}$.

Temperatura de Rocío (T_r): Temperatura mínima a una presión dada a la cual se puede enfriar el aire sin que se produzca condensación del vapor de agua.

Local: Espacio a climatizar con unas condiciones higrotérmicas concretas.

Zona: Conjunto de locales alimentados térmicamente por una misma máquina.

Edificio: Conjunto de zonas.

2.2. Cálculo de la Demanda Térmica

La demanda térmica se define como la variación temporal de la carga térmica del espacio a climatizar. Estas cargas pueden ser sensibles o latentes, según modifiquen la temperatura seca del aire o su humedad, respectivamente.

Estas cargas, se pueden clasificar tal y como se especifica en la tabla 2.1:

Tipo de carga	Carga	Sensible	Latente
Cargas Exteriores	Transmisión de calor a través de cerramientos opacos	Sí	No
	Transmisión de calor a través de cerramientos semitransparentes	Sí	No
	Ventilación	Sí	Sí
	Infiltraciones	Sí	Sí
Cargas Interiores	Ocupantes	Sí	Sí
	Iluminación	Sí	No

2. Base Teórica

	Máquinas, motores y otros	Sí	Sí
	Propia Instalación	Sí	No

Tabla 2.1. Tipos de Cargas y Clasificación

Las cargas exteriores son los producidos por agentes exteriores al espacio que se va a climatizar. Las cargas interiores, por ende, son las producidas por los agentes internos del espacio a climatizar.

No obstante, estas cargas, no son absorbidas por el espacio de forma instantánea. Esto es debido a que en muchos casos, el agente que produce esta ganancia, no transfiere directamente el calor al aire, sino al espacio que lo rodea. De esta forma, la energía producida por el agente en cuestión (ganancia), producirá un retraso en la carga, que a su vez quedará amortiguada. Podemos ver un ejemplo en la ilustración 2.1.

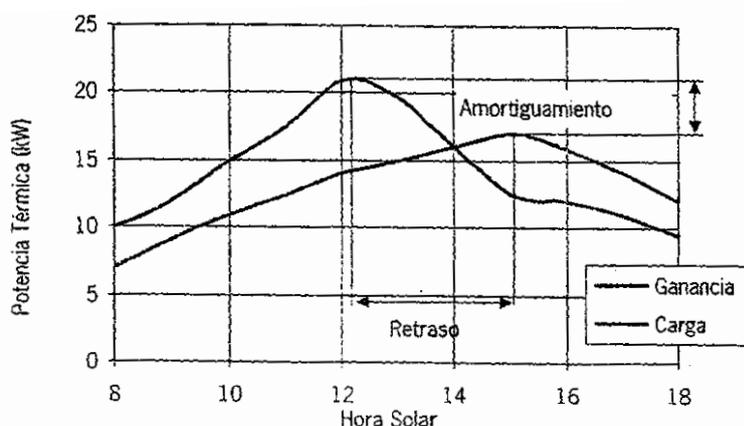


Ilustración 2.1. Curvas de Ganancia y Carga^[1]

Esto, a su vez, es producido debido a las diferentes fracciones del aire, que quedarán diferenciadas en las siguientes:

- Fracción convectiva: Es aquella que se transmite de forma instantánea al aire.
- Fracción radiante: Es la debida a los efectos de la transferencia térmica por radiación. Esta se refleja en los cerramientos y elementos perimetrales, los cuales aumentan su temperatura, tras lo cual aumenta la transferencia de energía al aire a través de un proceso convectivo. No obstante este proceso de transporte de energía, requiere de un tiempo, el cual produce un retraso en la demanda energética y una amortiguación del mismo.

Las cargas en las cuales tendremos en cuenta estos efectos radiantes, y por tanto, las inercias térmicas, serán las siguientes: Transmisión de calor a

2. Base Teórica

través de cerramientos opacos, transmisión de calor a través de cerramientos semitransparentes, ocupantes, iluminación y máquinas, motores y otros.

En prácticamente la totalidad de los casos, deberemos conocer también las condiciones exteriores que va a haber en nuestro caso. Dichas condiciones se encuentran tabuladas por el MINETUR (MINisterio de Energía y TURismo), tal como se ve en la ilustración 2.2. No obstante, se pueden tomar con el nivel de percentil (grado de exactitud) que deseemos tomar. A mejor grado de exactitud, generalmente aumentará la carga térmica debido a que empeorarán las condiciones exteriores.

Provincia	Estación						Indicativo
Valladolid	Valladolid (Observatorio)						2422
UBICACIÓN: ENTORNO CIUDAD			Nº DE OBSERVACIONES Y PERIODO				
a.s.n.m. (m)	Lat.	Long.	T seca	Hum. relativa	T terreno	Rad	
735	41°39'00"	04°46'00" W	87.600 (1998-2007)	(2) 18.980 (1998-2007)	14.600 (1998-2007)	58.288 (1998-2007)	
CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÍNIMA)							
TSMIN (°C)	TS_99,6 (°C)	TS_99 (°C)	OMDC (°C)	HUMcoin (%)	OMA (°C)		
-10,8	-4,1	-2,8	10,5	89	38,9		
CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÁXIMA)							
TSMAX (°C)	TS_0,4 (°C)	THC_0,4 (°C)	TS_1 (°C)	THC_1 (°C)	TS_2 (°C)	THC_2 (°C)	OMDR (°C)
39,5	34,8	19,7	33,2	19,3	31,4	19,0	19,1
CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA HÚMEDA EXTERIOR MÁXIMA)							
TH_0,4 (°C)	TSC_0,4 (°C)	TH_1 (°C)	TSC_1 (°C)	TH_2 (°C)	TSC_2 (°C)		
20,6	33,4	20,0	32,4	19,3	32,0		

Ilustración 2.2. Ejemplo de Condiciones Exteriores para un Proyecto^[2]

A partir de los datos obtenidos en la anterior ilustración, podemos calcular las condiciones exteriores de temperatura y humedad para cada caso. No obstante, es un proceso costoso para hacer de forma manual, por lo que se implementa en los Software utilizados para el cálculo de cargas y demandas térmicas.

Para el cálculo de estas cargas, existen diversos métodos. El más simple, pero a su vez, menos preciso es el método de cargas instantáneas. En este, se supone que toda la energía producida por los agentes térmicos, se convierten instantáneamente en carga térmica.

De esta forma, a modo de ejemplo, la carga producida por transmisión de calor a través de cerramientos opacos, será la siguiente:

$$Q_{trans\ opac} = A \cdot U \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

De aquí en adelante, llamaremos carga térmica a la máxima demanda térmica que se produce en el espacio en cuestión.

En el polo opuesto, encontramos el método del balance térmico. En él, se aplican todas las ecuaciones básicas de la transferencia de calor (conducción, convección y radiación). No obstante, debido a la complejidad de estas ecuaciones, que deben ser resueltas de forma numérica, requiere de potentes equipos informáticos para ser resueltas, además de gran cantidad de datos de entrada, por lo cual, no es un método muy utilizado, salvo para cálculos muy avanzados y para investigación.

En la práctica, el método más utilizado es el de las funciones de transferencia.

2.2.1. Método de las Funciones de Transferencia

El método de las funciones de transferencia, consiste en la principal suposición de que cualquier ganancia, no se convierte instantáneamente en carga, sino que se va convirtiendo paulatinamente en ella.

Una de las principales herramientas para trabajar con este método, es utilizar factores de respuesta.

La obtención de estos factores de respuestas, requieren de varias consideraciones:

1. Principio de Superposición. La carga térmica total es igual a la suma de las cargas calculadas independientemente para cada aportación de calor.
2. Principio de Linealidad. La magnitud de la respuesta térmica ante una aportación de calor varía linealmente con la dimensión de esa aportación.
3. Principio de invariabilidad. Dos cantidades de calor de calor iguales aportadas en diferentes momentos producirán la misma respuesta de temperatura.

Todo esto, introduce varias simplificaciones en el cálculo del balance térmico:

- Gracias al principio de superposición, el problema inicial, el cual sería muy costoso de resolver, se puede descomponer en otros mucho más sencillos que pueden tratarse de forma separada. De esta forma, la carga total sería la suma de las cargas para todos los casos (iluminación, muros, personas, etc).

- También gracias al principio de superposición, podemos considerar las cargas independientemente para cada intervalo de tiempo. De esta forma, la carga total de iluminación, será la suma de las cargas a las sucesivas horas. En cambio, con el método del balance térmico, todas las cargas deberían computarse a la vez.
- Gracias a los principios de linealidad e invariabilidad, un patrón de carga, solo deberá calcularse una vez, ya que permanece invariable en el tiempo, lo cual reduce enormemente los cálculos. Además, una vez calculado este patrón, si cambia la magnitud, no harán falta hacer más que simples operaciones algebraicas para calcularlo.

Los factores de respuesta que se obtengan, son válidos exclusivamente para un elemento (muro, iluminación, etc).

Para poner un ejemplo, explicaremos los factores de respuesta en un muro:

Un muro, tiene 3 series de factores de respuesta, a saber X, Y y Z. La obtención de estos factores es la siguiente:

Factor X: Respuesta en la superficie exterior en flujo de calor ante una excitación triángulo en temperatura en la superficie exterior.

Factor Y: Respuesta en la superficie interior en flujo de calor ante una excitación triángulo en temperatura en la superficie exterior.

Factor Z: Respuesta en la superficie interior en flujo de calor ante una excitación triángulo en temperatura en la superficie interior.

Estos factores pueden verse en las ilustraciones 2.3, 2.4 y 2.5.

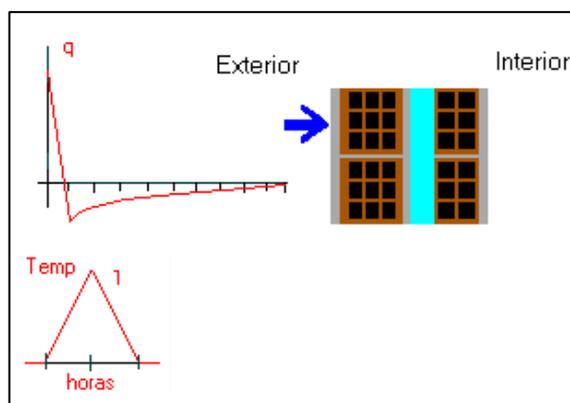


Ilustración 2.3. Factores X de Respuesta de un Muro

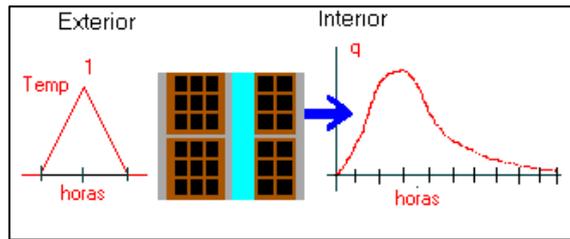


Ilustración 2.4. Factores Y de Respuesta de un Muro

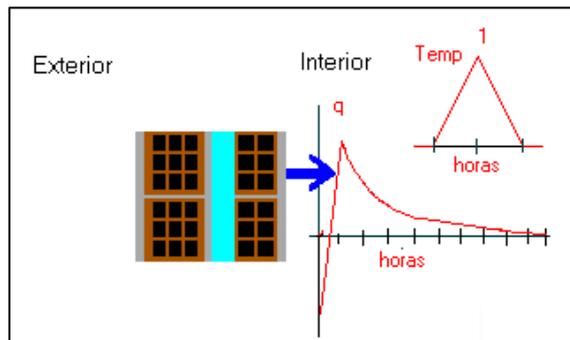


Ilustración 2.5. Factores Z de Respuesta de un Muro

Esos factores cumplen las siguientes propiedades:

- La suma de toda la serie de factores del mismo tipo es igual al coeficiente global del muro (U), excepto en los factores Z que es negativo.

$$U = \sum_{j=0}^{\infty} X_j = \sum_{j=0}^{\infty} Y_j = -\sum_{j=0}^{\infty} Z_j \quad (2.2)$$

- Ratio constante de los coeficientes respecto a su valor anterior, para cada factor de respuesta (para valores j mayores que 48).

$$cte = \frac{X_j}{X_{j-1}} = \frac{Y_j}{Y_{j-1}} = \frac{Z_j}{Z_{j-1}} \quad (2.3)$$

Una vez obtenidos estos factores, calculamos el flujo de calor mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_{int} = \sum_{j=0}^{\infty} T_{ext} \cdot (n - j) \cdot Y_j + \sum_{j=0}^{\infty} T_{int} \cdot (n - j) \cdot Z_j \quad (2.4)$$

$$Q_{ext} = \sum_{j=0}^{\infty} T_{ext} \cdot (n - j) \cdot X_j - \sum_{j=0}^{\infty} T_{int} \cdot (n - j) \cdot Y_j \quad (2.5)$$

Obviamente es diferente el calor en el exterior y en el interior, ya que estamos en un proceso no estacionario y, por tanto, la diferencia de estos calores provocará una variación de temperatura del muro.

Otra de las principales herramientas es el método de las funciones de transferencia.

Dentro de esta herramienta, la forma de obtener es los coeficientes, es totalmente experimental. De esta forma, mediante pruebas, se obtienen determinados coeficientes en una determinada función de transferencia de la siguiente forma, los cuales son únicamente válidos para una determinada configuración en el espacio en cuestión:

$$Q_0 = v_0 \cdot q_0 + v_1 \cdot q_1 + v_2 \cdot q_2 - w_1 \cdot Q_1 - w_2 \cdot Q_2 \quad (2.6)$$

Donde,

Q es la carga aportada. Los subíndices, denotan la hora actual o las anteriores.

q representa la ganancia o pérdida de carga.

v y w, denotan los factores de la función de transferencia.

Estas funciones se pueden obtener de forma experimental o por simulación y sus resultados están tabulados para cada caso.

2.2.2. Tipos de Cargas

- Cargas por transmisión de muros exteriores opacos: La diferencia de temperatura entre los dos lados de un muro, provoca un flujo de calor, tal y como expresa la ecuación general de la conducción y la ley de Fourier Son de tipo sensible y no son instantáneas.
- Cargas debidas a particiones: Funcionan de igual forma que los muros exteriores opacos.
- Cargas solares: Es la carga sensible debida al paso de la radiación solar a través de superficies acristaladas. Depende de la posición solar, orientación de las ventanas, transmitancia de los cristales, etc. En ningún caso pueden ser tratadas como instantáneas. Su ecuación general es:

$$Q_{rad} = \sum I \cdot A \cdot f \quad (2.7)$$

Donde,

I es la irradiancia solar. Varís a lo largo del año como se ve en la ilustración 2.6.

A es el área de la superficie acristalada

f es el factor de corrección, que depende de las propiedades del cristal y el marco.

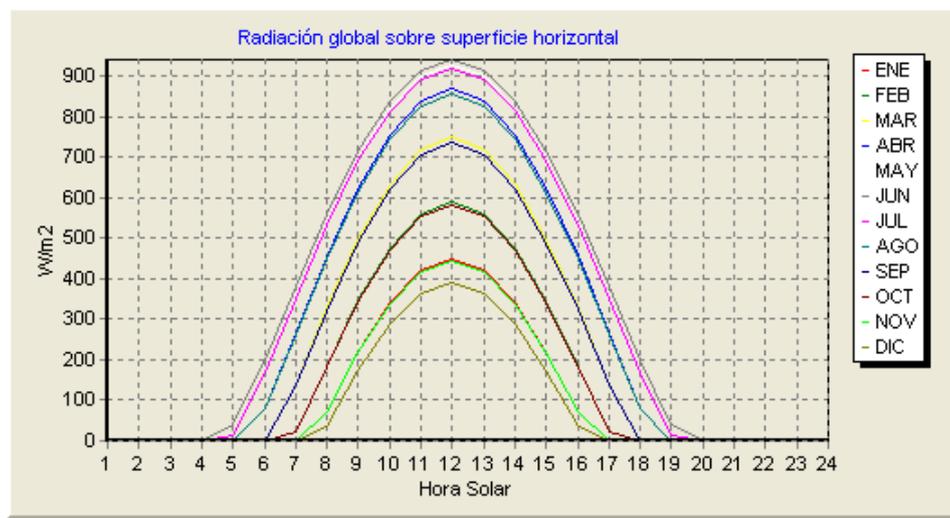


Ilustración 2.6. Ejemplo de Irradiancia Solar para cada Hora y Mes (Superficie Horizontal)

- Cargas debidas a ventilación: Son las debidas a la entrada de aire exterior a temperatura ambiente y salida a la temperatura operativa. Son instantáneas. podemos verlas esquemáticamente en la ilustración 2.7. Su ecuación general, es:

$$Q_{ven} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.8)$$

Donde

\dot{m} es el flujo másico de aire

C_p es el calor específico del aire

T_{ext} y T_{int} son las temperaturas exterior e interior (operativa), respectivamente.

También pueden ser de tipo latente, de forma que su ecuación sería:

$$Q_{ven} = \dot{m} \cdot h_{fg} \cdot (X_{ext} - X_{int}) \quad (2.9)$$

Donde

h_{fg} es la entalpía de cambio de fase del agua

X_{ext} y X_{int} son las humedades específicas exterior e interior, respectivamente.

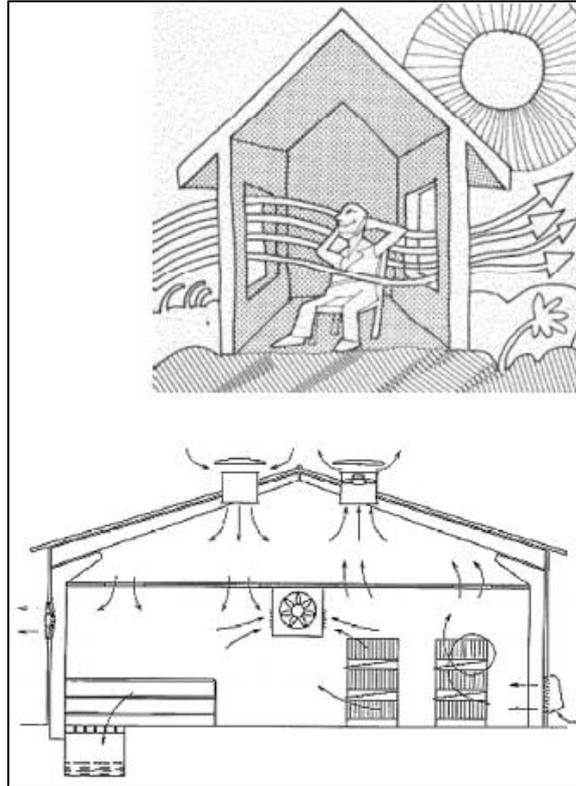


Ilustración 2.7. Cargas por Ventilación^[1]

- Cargas de iluminación. Son las debidas a las luminarias que haya situadas en el local en cuestión. Pese a que las luminarias se encuentren apagadas, al estar calientes, seguirán aportando calor al local. En los tiempos actuales, se tiende a instalar luminarias frías de forma que se reduzca esta parte.
- Cargas debidas a personas: Las personas, por el mero hecho de vivir, están emitiendo una carga sensible (debido a la temperatura del cuerpo) y latente (debido a la humedad de la piel, lo cual provoca sudor). No obstante, estas cargas tampoco se liberan inmediatamente, ya que diversos estudios experimentales que sólo entre un 26 % y un 34 % del calor liberado es debido a convección y que el resto, se libera por radiación^[1]. Obviamente, la cantidad de calor, dependerá de las condiciones exteriores y de la actividad física que esté realizando la persona. Estos datos se encuentran tabulados.
- Cargas debidas a aparatos eléctricos: Como sabe el lector, en cualquier máquina eléctrica, cualquier energía que no se haya convertido en energía útil, será disipada mediante energía térmica, generalmente sensible. No obstante, habría que añadir también el efecto que tenga dicha máquina en el sistema, ya que también podría incluir cargas latentes, si en su funcionamiento emite algún tipo de

vapor. Generalmente se asume que el 70% es convectivo y el 30% se disipa de forma radiante^[4].

Una vez definidos estos conceptos, pasaremos a definir las consideraciones generales para un correcto cálculo de cargas y demandas térmicas:

- Para realizar un cálculo de invierno, despreciaremos las cargas debidas a radiación, ya que, si no, estaríamos considerando una carga que reduciría la demanda de calefacción, pese que en muchos casos, la radiación solar será menor que la estimada (hay que recordar que trabajamos con datos estadísticos). También, por el mismo motivo, despreciaremos cualquier carga interna, salvo, y como condición excepcional, que conozcamos con total seguridad que patrón de ocupamiento/funcionamiento se va a seguir. En el caso de no tener suficientes herramientas informáticas para el cálculo de calefacción, utilizaremos el método de cargas instantáneas, calculando las cargas en el caso más desfavorable para la transmisión a través de muros y ventanas y la ventilación (además de la infiltración).
- Para realizar un cálculo de Verano, consideraremos todas las cargas anteriores, y prestaremos especial atención a las cargas obtenidas por radiación.
- Estimaremos si fuese necesario, las sombras producidas por otros edificios sobre el nuestro, que reduzcan de forma permanente (para un momento dado), la radiación absorbida por el cerramiento exterior en cuestión.
- Introduciremos para el cálculo, cualquier tipo de instalación que reduzca las cargas sensible y latente de nuestro caso.
- Consideraremos además, la carga propia de la instalación (únicamente sensible) de acondicionamiento del aire, si esta fuese eléctrica o funcionase mediante máquinas eléctricas, ya que estas también aportan un trabajo extra en forma de calor al aire, por ejemplo, con el uso de ventiladores (el efecto es pequeño pero es necesario considerarlo).
- Consideraremos un factor de seguridad que aumente (en valor absoluto), la carga sensible y latente de nuestros locales. Esto es debido a que nuestro cálculo se han llevado a cabo a partir de datos estadísticos, por lo que en caso de que alguno de los supuestos fallase, la instalación debería de seguir funcionando, pese a haber trabajado con un alto nivel percentil.

2.3. Calidad Ambiental y Confort Térmico

2.3.1. Calidad Ambiental

La calidad de aire interior puede ser definida como *“la naturaleza del aire que afecta la salud y el bienestar de los ocupantes de dicho interior”*^[4]. El mero hecho de un edificio por estar ocupado, ya trae de por sí una contaminación interior, debida a los gases y sustancias producidas por el hombre, que es necesario disipar, de hecho, solamente con los cerramientos del recinto, ya estaríamos emitiendo contaminación, debido al material de estos.

Es por ello, que hoy en día, necesitamos de unos sistemas de ventilación adecuados para que las condiciones de bienestar sean óptimas y no haya ningún tipo de problema de salud.

Existe un término, llamado ‘Síndrome del edificio enfermo’, que se define de la siguiente forma: *“el síndrome del edificio enfermo existe cuando un porcentaje significativo de los ocupantes se quejan durante un periodo de 2 semanas de un conjunto de síntomas, incluyendo dolores de cabeza, fatiga, náuseas, irritación en los ojos e irritación en la garganta que se alivian al abandonar el edificio y que no se sabe que sean causados por ningún contaminante específico”*^[4]. Según esto, podemos observar que, pese a no haber ningún contaminante específico en el ambiente, el aire se va degradando con el paso del tiempo, lo cual nos obliga a ventilar los recintos ocupados. Podemos ver un ejemplo en la ilustración 2.8.

Existen varias fuentes de contaminación:

- Contaminación exterior. Pueden ser de grado superior (contaminación industrial, smog, etc) o de grado inferior (pesticidas).
- Contaminación Interior. Está formada por los mismos ocupantes (bioefluentes), los materiales de construcción y el mobiliario (formaldehído) y los procesos internos (maquinaria).

Algunas de las cantidades máximas de estos contaminantes son las que aparecen en la tabla 2.2^[4]:

Substancia	Concentración
Dióxido de Carbono	800 ppm
Monóxido de Carbono	9 ppm
Óxidos de Nitrógeno	150 ppm
Formaldehído	0.075 ppm
Dióxido de Azufre	80 ppm
Bacterias	750 cfu/m ³

Tabla 2.2. Cantidades Máximas de los Contaminantes en el Aire

Hemos de indicar también que estos contaminantes pueden además formar efectos sinérgicos o antagónicos, por lo que deberemos analizar cada caso de forma especial.

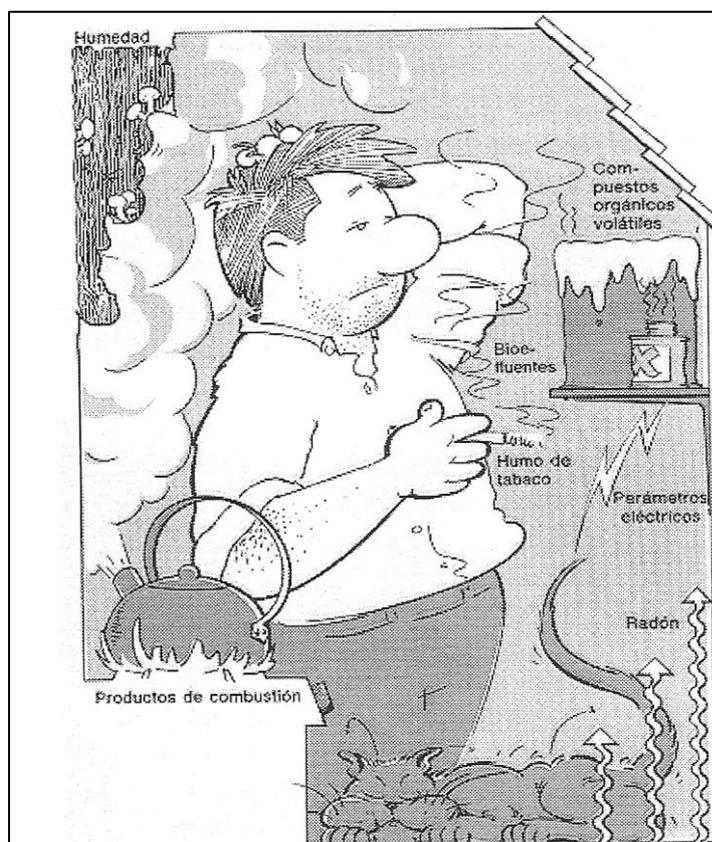


Ilustración 2.8. Diferentes fuentes de Contaminación que Provocan Necesidad de Ventilación^[1]

Como ya hemos indicado, para reducir estas contaminaciones, es necesario introducir un suficiente caudal de ventilación (a pesar de gastar más energía que en otros casos). Este caudal mínimo está regulado por el RITE y por la norma CR1752.

Para ello existen varios métodos de cálculo:

- Método indirecto de caudal de aire exterior por persona: Se utiliza para unas condiciones de actividad metabólica de 1.2 met, no esté permitido fumar, y no haya gran cantidad de emisiones contaminantes. Da un valor directamente de caudal por número de personas.
- Desde el punto de vista del confort: Se estima la contaminación mediante valores olfativos de carácter estadístico, y mediante una serie de cálculos descritos en la norma se halla un valor concreto de tasa de ventilación.

2. Base Teórica

- Desde el punto de vista de la salud (CO₂ u otros contaminantes): A partir de los datos de los diferentes contaminantes que vayamos a considerar, se calcula mediante los mismos cálculos que antes, la tasa de ventilación para cada contaminante y se escoge la mayor de ellas.
- Método indirecto de caudal de aire por unidad de superficie: Se utiliza para zonas no ocupadas de forma permanente. Da un valor directamente de caudal de aire por unidad de superficie.

Una vez realizados estos cálculos, escogeremos el que se adapta más a nuestro caso, y si lo hiciesen 2 de varios de ellos, el mayor de todos. Se forma que así aseguraremos confort y salud de nuestros ocupantes.

En cuanto a las características de la ventilación en nuestros locales, tomaremos en consideración los siguientes aspectos:

- Uno de los aspectos que más influye en la ventilación, es la calidad del aire exterior e interior. Según donde esté situado nuestro edificio, habrá una contaminación ambiental u otra, la cual siempre deberá ser inferior a la máxima deseada en nuestro edificio. La contaminación interior permitida, irá en función de unos índices de calidad del aire IDA, los cuales vemos en las ilustraciones 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12.

Categoría	dm ³ /s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Ilustración 2.9. Categorías del Aire por el Método del número de Personas^[3]

Categoría	ppm(*)
IDA 1	350
IDA 2	500
IDA 3	800
IDA 4	1.200

Ilustración 2.11. Categorías del Aire por el Método de la Salud. Ejemplo para el CO₂^[3]

Categoría	dp
IDA 1	0,8
IDA 2	1,2
IDA 3	2,0
IDA 4	3,0

Ilustración 2.10. Categorías del Aire por el Método del Confort^[3]

Categoría	dm ³ /(s·m ²)
IDA 1	no aplicable
IDA 2	0,83
IDA 3	0,55
IDA 4	0,28

Ilustración 2.12. Categorías del Aire por el Método de la Superficie^[3]

- Otro aspecto a tener en cuenta es la eficacia de la ventilación. El aire, en la mayoría de las veces, no se mezcla de forma totalmente perfecta, sino que habrá una parte que se cortocircuite, casi con total seguridad. Este hecho es más evidente en los sistemas de ventilación por mezcla. Los sistemas que ofrecen mayores eficiencias de ventilación son los de difusión por desplazamiento, ya que van 'desplazando' el aire 'viejo' hacia los conductos de extracción. La eficiencia de ventilación se define de la siguiente forma:

$$\varepsilon_v = \frac{C_e - C_i}{C_z - C_i} \quad (2.10)$$

Donde C_e y C_i son las concentraciones de contaminante en la extracción y la impulsión respectivamente y C_z es la concentración en la zona ocupada.

- Si la concentración de contaminante en la zona ocupada, es la misma que en la extracción, la eficiencia será igual a 1.
- Si la concentración de contaminante en la zona ocupada, es mayor que en la extracción, la eficiencia mayor que 1.
- Si la concentración de contaminante en la zona ocupada, es menor que en la extracción, la eficiencia será menor que 1.

Por todo ello, será necesaria una correcta distribución del aire para que la eficacia sea lo mayor posible, como se ve en la ilustración 2.13.

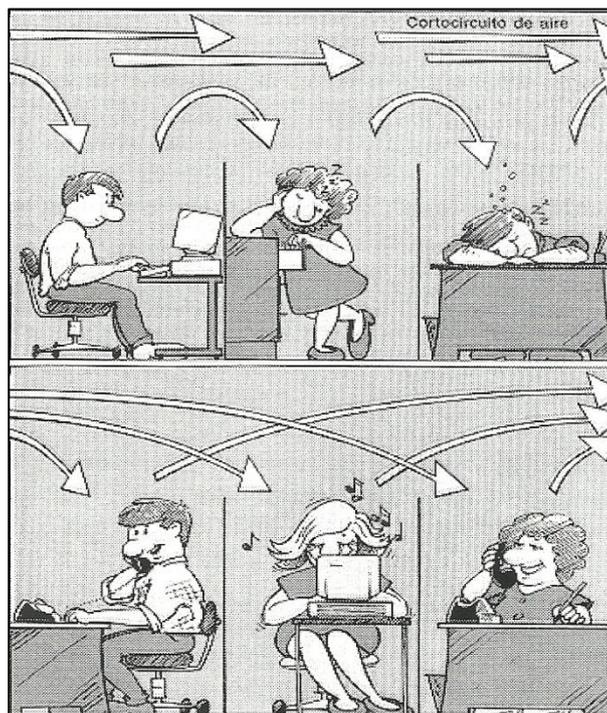


Ilustración 2.13. Distribución del Aire Evitando el Cortocircuito^[1]

- La edad del aire. Se puede definir como el tiempo que está el aire en el recinto desde que sale de la impulsión (aire joven), hasta que llega a la extracción. Durante este 'viaje', el aire va mezclándose con los contaminantes, llegando a superar los datos máximos de contaminación, debido a la creación de zonas estancadas de aire que se contamina, etc. Es por ello, que una correcta disposición de las rejillas de impulsión y extracción del aire, reducirán los efectos de la

edad del aire. No debe confundirse con la eficiencia de la ventilación. Podemos ver un ejemplo en la ilustración 2.14

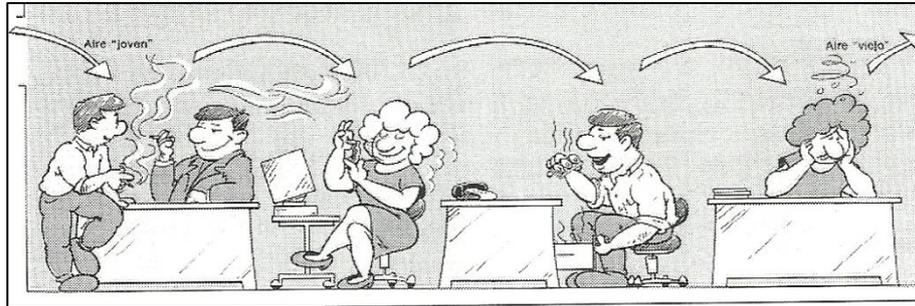


Ilustración 2.14. Edad del Aire^[4]

- Los tipos de ventilación: El tipo de ventilación se puede clasificar, según varias formas:
 - Por cómo se mueve el aire
 - Natural
 - Mecánica (si se requiere de maquinaria para ello, por ejemplo ventiladores)
 - Mixta
 - Por cómo se difunden los contaminantes
 - Por mezcla. La contaminación del local es prácticamente homogénea, incluso para bajas velocidades del aire.
 - Por desplazamiento. es aquella en la que el aire 'nuevo', desplaza al 'viejo', de forma que vaya contaminándose, a medida que se acerca a la zona de extracción. No obstante, su utilización no es siempre posible, ya que los difusores para el aire son de tipos especiales para cada caso, lo cual complica y encarece la instalación, a pesar de tener mejores resultados energéticos y de ventilación.
 - Por extracción localizada (cuando los emisores de los contaminantes están localizados).
 - Por la presión del recinto
 - Sobrepresión (suele ser la más utilizada, ya que evita infiltraciones con otras zonas y transmisión de malos olores). La impulsión es mecánica y la extracción natural.

- Depresión. La impulsión es natural y la extracción mecánica.
- Equilibrada. Los ventiladores solo tienen que superar la fricción del aire a través de las tuberías

2.3.2. Confort Térmico

Las condiciones higrotérmicas que vayan a sufrir los ocupantes, deberán ser las adecuadas para que no sientan malestar, lo cual reduciría considerablemente la producción y con ello los beneficios de la empresa. Para ello, debemos de obtener la temperatura óptima del aire que va a haber y de otros parámetros higrotérmicos, para conocer los insatisfechos que habrá. Cabe introducir que todo se trata con datos estadísticos.

Los principales parámetros que deberemos conocer serán los siguientes:

- Temperatura seca del aire
- Presión parcial del vapor de agua (o humedad del aire, humedad relativa, etc).
- Velocidad del aire.
- Temperatura radiante de los cerramientos. La podemos definir como *“la temperatura uniforme de los cerramientos de un recinto en el cual la transferencia de calor radiante desde o hacia el cuerpo humano es igual a la que tiene lugar, de manera en general, hacia o desde los cerramientos del recinto^[1]”*.

Es necesario indicar que la medida de estos parámetros ambientales, hay que realizarlas en la zona ocupada y a la altura media de trabajo, según la tarea que se esté realizando, como se ve en la ilustración 2.15.

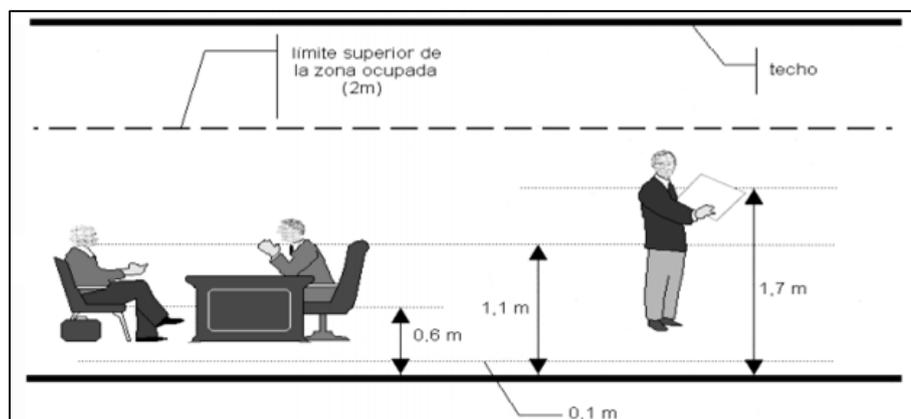


Ilustración 2.15. Alturas de trabajo en la Zona Ocupada^[4]

No obstante, no se suele operar con la temperatura del aire, sino con la temperatura operativa. Esta se define de la siguiente forma:

$$T_o = \frac{h_c \cdot t_a + h_r \cdot t_r}{h_r + h_c} \quad (2.11)$$

Donde h_c y h_r son los coeficientes de película por convección y radiación respectivamente.

No obstante, cabe indicar que se suele asumir que son iguales, por lo que la temperatura operativa quedaría como la media entre la temperatura radiante y la temperatura del aire.

Otra simplificación que se puede hacer es que si los cerramientos son suficientemente aislantes, como en la ilustración 2.16, la temperatura radiante media y la del aire prácticamente coincidirían, por lo que la temperatura operativa sería igual a la temperatura del aire.

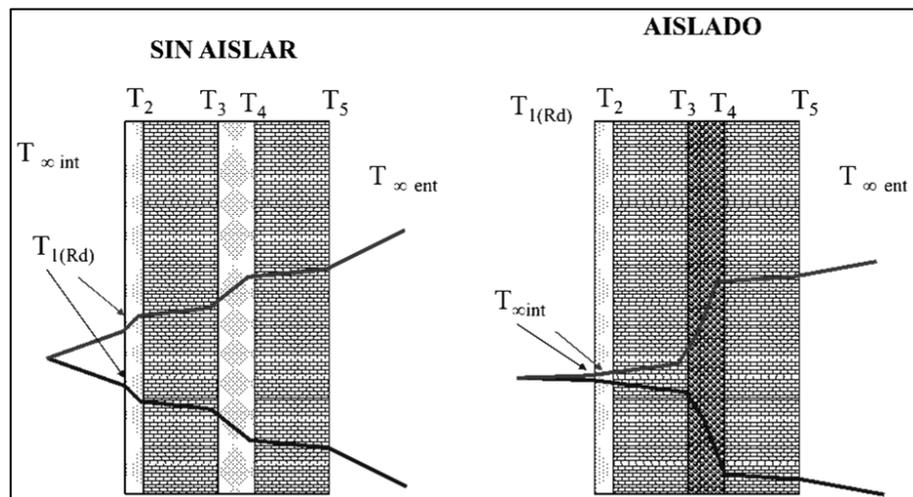


Ilustración 2.16. Efecto del aislamiento en la Temperatura Operativa^[1]

De cara a calcular el confort térmico, lo usual es utilizar el método de Fanger, el cual expresa el desequilibrio térmico como la diferencia entre el calor generado por el cuerpo menos el trabajo realizado, y las pérdidas de calor por radiación y convección. Este método da como resultado un valor llamado PMV (Voto Medio Previsto), el cual se expresa de la siguiente forma^[5]:

$$PMV = [0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028] \cdot \{(M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6.99 \cdot (M - W) - P_a] - 0.42 \cdot [(M - W) - 58.15] - 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - P_a) - 0.0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) - 3.96310^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad (2.12)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \{3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad (2.13)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} & \text{para } 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{para } 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (2.14)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29 \cdot I_{cl} & \text{para } I_{cl} \leq 0.078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} & \text{para } I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{cases} \quad (2.15)$$

En estas ecuaciones:

M es la tasa metabólica (W/m²)

W es la potencia mecánica efectiva (normalmente nula)

I_{cl} es el aislamiento de la ropa (m²K/W)

f_{cl} es el factor de superficie de la ropa (por el aumento de área debido al grosor de la misma)

t_a es la temperatura del aire (°C)

\bar{t}_r es la temperatura radiante media (°C)

v_{ar} es la velocidad relativa del aire (m/s)

p_a es la presión parcial del vapor de agua (Pa)

h_c es el coeficiente de transmisión de calor por convección (W/m²K)

t_{cl} es la temperatura de la superficie de la ropa (°C)

En muchos casos, la actividad metabólica y el aislamiento de ropa, nos vendrá dado en unidades de met y clo respectivamente. 1 met se define como 58.2 W/m² y 1 clo como 0.155 m²K/W. Estos datos normalmente están tabulados.

Esos valores deben encontrarse ente unos límites, tal como se refleja la tabla 2.3:

Parámetro	Límites	Unidad
Actividad metabólica	0.8 - 4	met
Grado de Vestimenta	0 - 2	clo
Temperatura seca del aire	10 - 30	°C
temperatura radiante media de los cerramientos	10 - 40	°C
Velocidad del aire en la zona ocupada	0 - 1	m/s
Humedad relativa	30 - 70	%

Tabla 2.3. Límites de Utilización de la ecuación de Fanger^[5]

Valores negativos de PMV, darían como resultado una sensación de frío para los ocupantes. De igual forma, un valor positivo, daría como resultado una sensación de calor a los ocupantes. Cuanto mayor sea el desequilibrio, más

elevado será el número de personas insatisfechas. Es por ello, que nos interesa siempre encontrarnos en torno al 0.

Con el valor hallado del PMV, calculamos el porcentaje de insatisfechos mediante la siguiente ecuación^[5], cuya representación vemos en la ilustración 2.17:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2} \quad (2.16)$$

Como podemos deducir de la anterior ecuación, siempre habrá un número mínimo de insatisfechos por la temperatura (por lo menos un 5%).

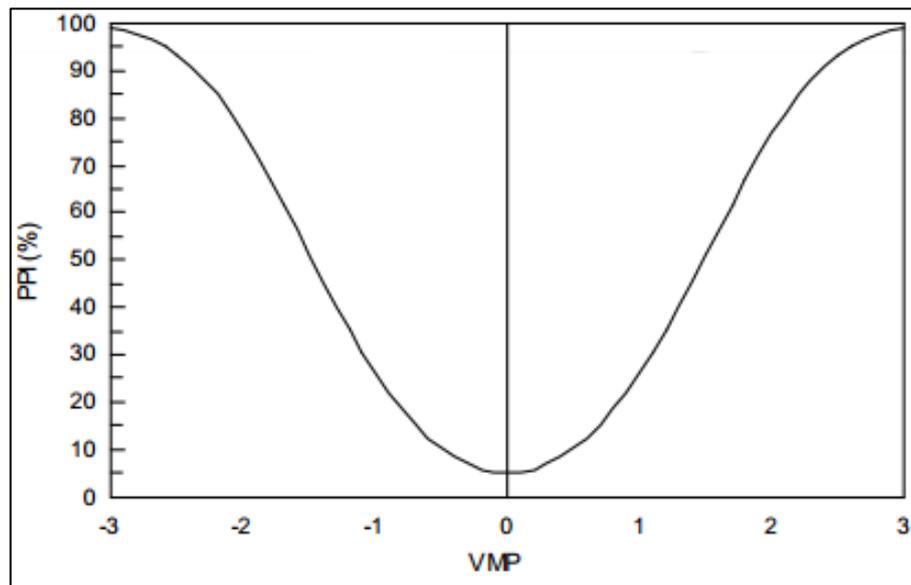


Ilustración 2.17. Gráfico del PPI frente al PMV^[5]

En muchas ocasiones, a pesar de tener una temperatura adecuada según este método, podremos tener malestar térmico local, debido a las siguientes causas:

- Corrientes de aire. Es la causa del mayor número de quejas de las instalaciones de aire acondicionado. Su efecto máximo se dan en las muñecas, cuello u tobillos de las personas. Provoca generalmente un efecto de frío (salvo temperaturas mayores de 34 °C). El porcentaje de insatisfechos se puede calcular mediante la siguiente ecuación^[5]:

$$PPI = (34 - t_a) \cdot (-0.05 + \bar{v})^{0.062} \cdot (3.14 + 0.37 \cdot Tu \cdot \bar{v}) \quad (2.17)$$

donde Tu es la turbulencia del aire, v la velocidad y t_a es la temperatura seca del aire. La turbulencia del aire se puede calcular como el cociente entre la desviación típica del aire y su media.

2. Base Teórica

- Diferencia de temperatura del aire. Está provocado por la diferencia de temperatura entre la cabeza y los tobillos. El porcentaje de insatisfechos debido a esto es el siguiente^[5]:

$$PD = \frac{100}{1+e^{5.76-0.856 \cdot \Delta T}} \quad (2.18)$$

- Suelo caliente o frío. Para los ocupantes que usan calzado de suela fina (lo cual es usual, salvo calzado para trabajos especiales), la sensación térmica de diferencia con el suelo es bastante desagradable. Es por ello que se produce un porcentaje de insatisfechos que corresponde con la siguiente ecuación^[5]:

$$PD = 100 - 94 \cdot e^{-1.387+0.118 \cdot t_f - 0.0025 \cdot t_f^2} \quad (2.19)$$

Donde t_f es la temperatura del suelo

- Asimetría radiante. Las personas, son más propensas a sufrir malestar debido a la asimetría por techos calientes o paredes frías. Las ecuaciones que rigen este descontento son las siguientes^[7730]:

Techo Caliente ($\Delta t_{pr} < 23$)

Techo Frío ($\Delta t_{pr} < 15$)

$$PD = \frac{100}{1+e^{2.84-0.174 \cdot \Delta t_{pr}}} - 5.5 \quad (2.20)$$

$$PD = \frac{100}{1+e^{9.93-0.5 \cdot \Delta t_{pr}}} \quad (2.21)$$

Pared Caliente ($\Delta t_{pr} < 35$)

Pared Fría ($\Delta t_{pr} < 15$)

$$PD = \frac{100}{1+e^{3.72-0.052 \cdot \Delta t_{pr}}} - 3.5 \quad (2.22)$$

$$PD = \frac{100}{1+e^{6.61-0.345 \cdot \Delta t_{pr}}} \quad (2.23)$$

A partir de estos resultados, podemos determinar la calidad del ambiente interior mediante la tal como indica la ilustración 2.18.

Categoría	Estado térmico del cuerpo en su conjunto		Incomodidad local			
	PPD %	PMV	DR %	diferencia de temperatura vertical del aire	PD % provocada por suelo caliente o frío	asimetría radiante
A	< 6	- 0.2 < PMV < + 0.2	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	- 0.5 < PMV < + 0.5	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	- 0.7 < PMV < + 0.7	< 30	< 10	< 15	< 10

Ilustración 2.18. Categoría del Ambiente Térmico^[5]

Se determinará como ambiente térmico, el peor de todos los calculados para cada uno de los casos anteriormente estudiados, es decir, si tenemos un PMV de 0.1 una DR de un 9% una PD por diferencia de temperatura vertical del

aire de un 6%, una PD provocada por suelo frío de un 5 % y una PD provocada por asimetría radiante de un 3%, la categoría del aire sería la C, ya que pese para que en todos los casos excepto en uno, la categoría fuese la A, para el caso de diferencia vertical del aire , sería la C.

2.4.Sistemas de Acondicionamiento del Aire

Como hemos visto en el apartado anterior, el acondicionamiento higrotérmico del aire, es muy importante de cara a tener en un recinto una sensación de confort. No obstante, existen diversos métodos de acondicionamiento, cada cual, indicado para una situación diferente. En este apartado, vamos a hacer una revisión sobre todos ellos y una especial inflexión en el más utilizado en los recintos industriales, las UTAs.

Bomba de Calor

La bomba de calor es la máquina térmica por excelencia, utilizada en climatización. Consiste (simplificando el sistema) en 2 intercambiadores de calor que actúan como focos frío y caliente, un compresor para el refrigerante como medio de aportación de energía, un sistema de expansión del refrigerante y una serie de tuberías y válvulas con el objetivo de la distribución del refrigerante, tal y como se ve en la ilustración 2.19.

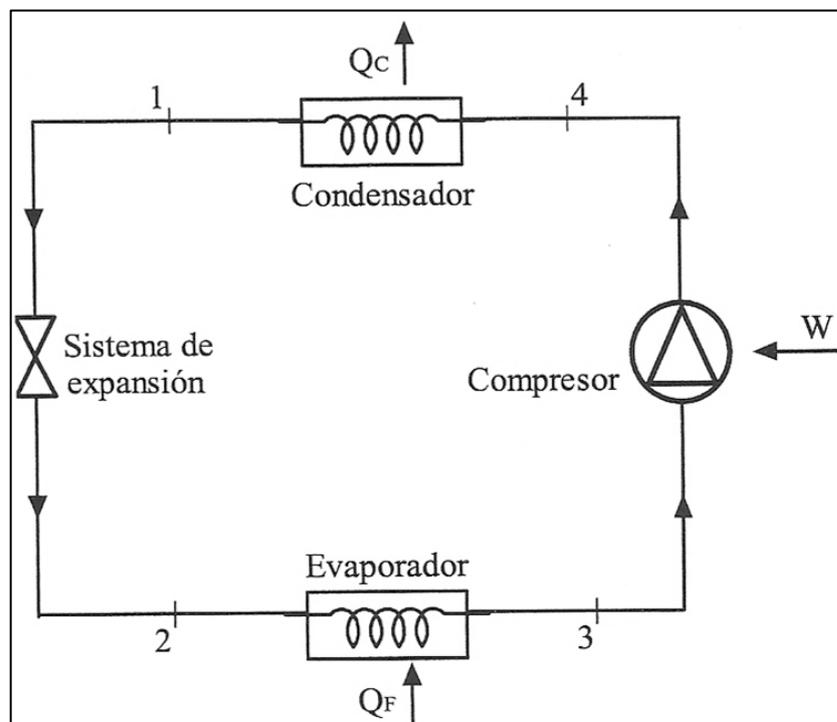


Ilustración 2.19. Esquema de una Bomba de Calor^[1]

Su funcionamiento se basa en un proceso de compresión de vapor, tal como se aprecia en la ilustración 2.20.

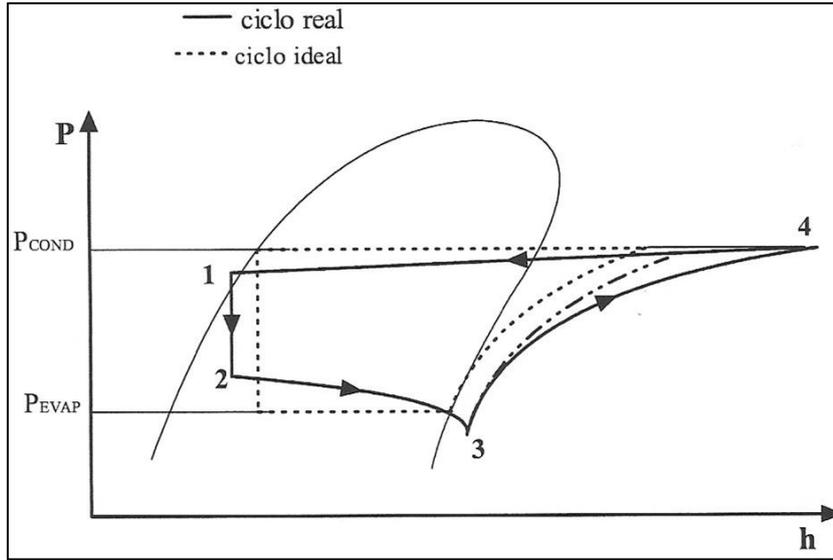


Ilustración 2.20. Esquema de un Proceso de Compresión de Vapor^[1]

La eficiencia de estas máquinas se mide con un parámetro llamado COP (COeficiente de Prestaciones). En cada caso (refrigeración o calefacción), el COP se define de la siguiente forma:

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_F} \quad (2.24) \quad COP_{CAL} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_F} \quad (2.25)$$

Esos valores, son siempre mayores que la unidad, lo que no quiere decir que su rendimiento sea mayor del 100 %, sino que aportan más energía térmica, que el trabajo que sobre ellos se realiza

La principal ventaja de estas máquinas, es que son polivalentes, es decir, pueden trabajar tanto en régimen de frío como en régimen de calor, según nos interese. Esto se consigue con la incorporación de una válvula de 4 vías, que invierte el sentido del flujo por el refrigerante, excepto por el compresor, en el cual debe circular siempre en la misma dirección, como se ve en la ilustración 2.21.

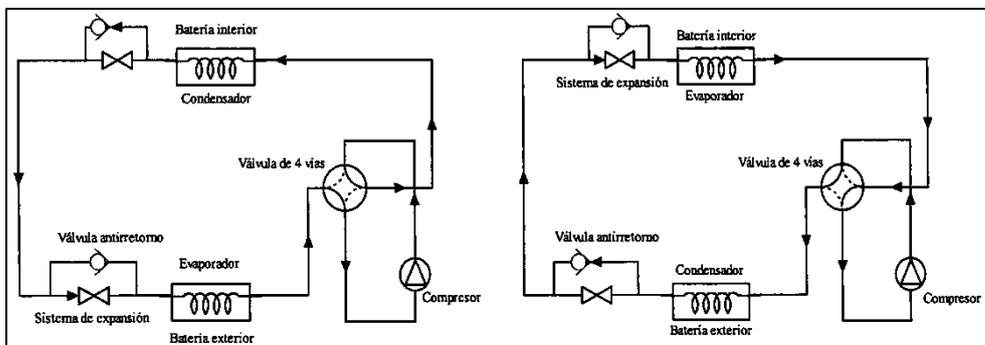


Ilustración 2.21. Esquema de Funcionamiento de la Bomba de Calor Reversible^[1]

En cuanto a refrigerantes se refiere, existe una gran cantidad de ellos, muchos de los cuales han sido prohibidos, debido a la destrucción de la capa de ozono. Su clasificación se puede hacer en función de su composición (Halogenados, mezclas azeotrópicas, mezclas zeotrópicas, hidrocarburos saturados, compuestos inorgánicos y sustancias orgánicas no saturadas), en función de la presión de trabajo (Baja, media, alta y muy alta presión) y según su toxicidad y peligro de explosión. Actualmente los refrigerantes más utilizados son el R-134 (tetrafluoroetano), amoniaco (para instalaciones de grandes potencias y sin la cercanía de las personas debido a su alta toxicidad) y CO₂ (para temperaturas muy frías ya que no licúa por encima de 31.3 °C).

Sistema Multisplit

Como hemos indicado, las bombas de calor sirven para generar energía térmica de calefacción o refrigeración, no obstante, esa energía es necesario llevarla a los locales a acondicionar. Para ello existen diferentes unidades terminales, que actuarían como evaporador (refrigeración) o condensador (calefacción), según estemos en un régimen u otro. Estas unidades terminales recirculan el aire y lo hacen pasar por el intercambiador de calor de forma que se acondicione el aire.

Las unidades interiores están compuestas por el otro intercambiador, la bomba del refrigerante y el sistema de expansión

Se denomina sistema multisplit, a aquel en el que tenemos varias unidades terminales (interiores) conectadas a una o varias exteriores. La manera de regular la energía demandada por cada una puede ser una de las que se presentan a continuación:

- Múltiples circuitos con múltiples condensadores: Consiste en que cada circuito, disponga de su propia bomba, sistema de expansión y condensador. Es el sistema más simple y fiable.
- Sistema Inverter: En este caso, existe un único compresor, con un variador de frecuencia, que adapta la velocidad de giro del rotor, para adaptarse a las necesidades de cada momento. Es el sistema más caro pero el que mejor se adapta a las situaciones.
- Sistema de Bypass de gas caliente: Consiste en la incorporación de una válvula de regulación, que limita el caudal que pasa por el compresor, de forma que se aumenta o disminuye la energía proporcionada por el sistema.

En general, estos sistemas, no admiten el uso de grandes potencias, por lo que su uso queda restringido a pequeñas y medianas instalaciones (<20 KW). Normalmente estos sistemas no regulan la humedad del aire.

VRV

Un sistema VRV (volumen de refrigerante variable), es un sistema evolucionado a partir del sistema multisplit. El sistema consiste en un sistema que regula la cantidad de refrigerante que se utiliza en cada local, en función de sus necesidades energéticas. Al igual que los sistemas multisplit, es un sistema de expansión directa (solo refrigerante).

Además, estos sistemas, permiten la utilización de calefacción y refrigeración simultáneas. Para ello, generalmente lo que se hace es conectar a cada unidad interior una caja de selección, la cual regula si requiere carga de refrigeración o de calefacción, esta caja se conecta a su vez a la unidad exterior que dispone de una bomba de calor con recuperación de calor. de esta forma, se podría reducir en gran medida la energía disipada o absorbida del medio si las cargas interiores llegan a estar equilibradas (igual carga de refrigeración y de calefacción en todo el sistema).

El sistema de tuberías en este caso es particular, ya que permite la introducción de sistemas a 2 o 3 tubos. El más utilizado es el de 3 tubos, ya que permite utilizar las tuberías para transportar el refrigerante en un estado diferente de forma que su dimensionamiento es más eficiente, como se observa en la ilustración 2.22.

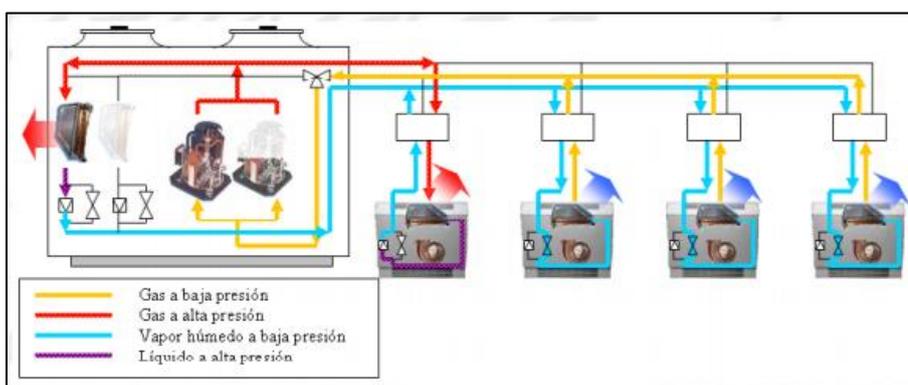


Ilustración 2.22. Sistema VRV con Recuperación de Calor^[1]

Otra forma, sería introducir unidades de frío y de calor en cada local conectadas a la bomba de calor, lo cual no permite tanta reducción de energía como en el caso anterior, aunque si mejora considerablemente los resultados convencionales.

Fan-Coil

Un sistema Fan-Coil es un sistema en el cual la unidad terminal está formada por una serie de tubos por los que circula agua caliente o fría (ya sea para calefacción o refrigeración), un ventilador que recircula el aire del local y una serie de filtros en la aspiración del ventilador que aseguren la pureza del aire.

Estos sistemas requieren de sistemas auxiliares de ventilación, ya que únicamente recirculan el aire del interior de los locales en los que se encuentren. Tampoco son capaces de regular la humedad del aire, de cara a obtener un mayor confort térmico.

La regulación de estos sistemas se realiza mediante el control del caudal de agua que pasa por ellas, la velocidad del ventilador, o de ambas. En el caso de regular la velocidad del ventilador, suelen ser sistemas de control escalonado (normalmente a 3 velocidades).

Estos sistemas se conectan a un sistema de producción de agua caliente o fría (caldera, chiller, etc).

Los sistemas Fan-Coil pueden ser de 3 tipos principalmente:

- A 2 tubos: En este sistema, existen únicamente una tubería de ida, ya sea fría o caliente y una tubería de retorno. Son las instalaciones de menor coste. No obstante, tienen el inconveniente de que todas las unidades terminales pueden dar sólo calor o frío.
- A 3 tubos: En este sistema existen una tubería de agua caliente, una de agua fría y una de retorno. Tiene el inconveniente de ser un poco más cara que la de 2 tubos y la pérdida energética que supone retornar tanto el agua caliente como la fría por el mismo conducto. No obstante, permiten dar calor y frío de forma simultánea, para lo cual requieren de un sistema de regulación que evite que se abran a la vez en la unidad terminal, las baterías de agua caliente y fría.
- A 4 tubos: Estos sistemas, a diferencia de los anteriores, disponen tuberías de agua fría y caliente tanto para ida como para el retorno, por lo que su principal ventaja es el ahorro energético que esto supone. No obstante requiere de todavía un mayor coste de inversión que en los casos anteriores. Podemos ver un esquema en la ilustración 2.23.

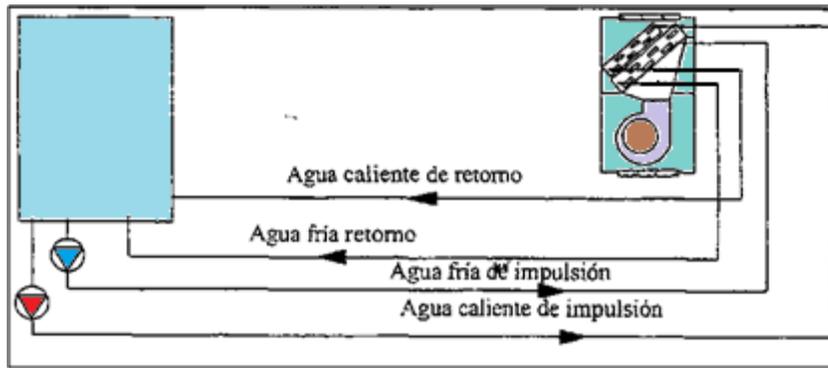


Ilustración 2.23. Esquema de un Fan-Coil a 4 Tubos^[4]

UTA

Una UTA (Unidad de Tratamiento de Aire), es un sistema que permite adecuar el aire higrotérmicamente utilizando aire exterior y haciéndolo pasar por una serie de secciones, cada una con un propósito diferente, de forma que el aire saliente, contrarreste las cargas térmicas del local. Es por ello que este tipo de sistemas de climatización se suelen diseñar 'a medida', de manera modular, es decir, se insertan módulos para cada uno de los pasos de acondicionamiento, tal y como hemos dicho antes.

Debido a la complejidad de estos sistemas, pasaremos a comentar las características de cada uno de los módulos.

2.4.1. Elementos de una UTA

Envolvente

Es la carcasa de la UTA. Debe cumplir 2 funciones básicas:

- Aislar todos los componentes de la UTA respecto al exterior.
- Servir como esqueleto de todas las secciones de la UTA.

Es por ello, que debe estar compuesta de un material con alta resistencia al fuego, difícilmente corrosible y que cumpla estanqueidad. Normalmente se utilizan de acero galvanizado con estructuras ligeras de aluminio extrusionado.

Batería de Enfriamiento

Una batería de enfriamiento, es un intercambiador (generalmente de tubos aleteados), por el que circula agua fría o refrigerante. Su cálculo es bastante complicado, debido a que en ellos se producen ebulliciones no homogéneas y depósitos de aceite, lo cual complica de conducción de calor.

Su principal característica, es que disponen una velocidad frontal máxima de 2.7 m/s^[1] (varía según fabricante). Esto es debido a que si el aire circula a más velocidad, la condensación que se produzca en las aletas será arrastrada por la corriente de aire.

Batería de Calefacción

Este tipo de baterías, al igual que las de refrigeración, son intercambiadores por los que circula agua caliente o refrigerante en estado de condensación. No obstante, debido a que es mucho mayor generalmente la diferencia de temperatura entre la batería y el aire, requieren de un número menor de tubos y una superficie frontal menor.

La característica de estas baterías es que permiten velocidades del aire mucho mayores. De hecho, se suelen utilizar velocidades del orden de 4 a 5 m/s^[1], debido a que se reducen los gastos y se reduce la pérdida de presión, de forma que así también optimizamos los ventiladores.

Este tipo de baterías también pueden ser eléctricas, de tubos desnudos. No obstante en este caso solo se usan como baterías de recalentamiento, debido a que son muy ineficientes de cara a bajas potencias.

Filtros

Un filtro es una unidad cuyo funcionamiento queda destinado a reducir la contaminación, generalmente de partículas, de cara a obtener una mayor pureza del aire. Sus características principales son:

- **Eficacia:** Se puede definir como el porcentaje de partículas retenidas por el filtro. Cuando es muy alta, se disponen varias etapas de filtración. Se pone por lo menos uno a la entrada y otro en la impulsión (debido a que los materiales de la UTA también emiten partículas).
- **Capacidad:** Se define como la cantidad de suciedad que es capaz de almacenar. Como cualquier elemento de una máquina, los filtros requieren de un mantenimiento, no obstante, tener que realizar una parada no programada para limpiar el filtro, puede provocar una gran reducción de la capacidad. Para estos casos se utilizan filtros enrollables motorizados u otros de autolimpieza.
- **Caída de Presión:** Como cualquier elemento los filtros ocasionan pérdidas de presión en el circuito de aire. Este valor es especialmente crítico a la hora de seleccionar un posterior ventilador, por lo que va regulado por una normativa específica.

2. Base Teórica

Según las condiciones de funcionamiento, tal y como vemos en las ilustraciones 2.24, 2.25 y 2.26, necesitaremos un filtro u otro.

Clase de filtro	Caída de presión final
G1 – G4	150 Pa
F5 – F7	200 Pa
F8 – F9	300 Pa

Ilustración 2.24. Caída Máxima de Presión de Filtros^[6]

Calidad del aire exterior	Calidad del aire interior			
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	F9	F8	F7	F5
ODA 2	F7 + F9	F6 + F8	F5 + F7	F5 + F6
ODA 3	F7+GF (*)+F9	F7+GF+F9	F5 + F7	F5 + F6

(*) GF = Filtro de gas (filtro de carbono) y, o filtro químico o fisico-químico (fotocatalítico) y solo serán necesarios en caso de que la ODA 3 se alcance por exceso de gases.

Ilustración 2.25. Niveles Mínimos de Filtración del Aire^[3]

Clase de Filtro, s/ CEN/TC 195		
Clase	Eficacia con Polvo Sintético	Eficacia con Polvo Atmosférico
G1	$E < 65\%$	
G2	$65\% \leq E < 80\%$	
G3	$80\% \leq E < 90\%$	
G4	$90\% \leq E$	
F5		$40\% \leq E < 60\%$
F6		$60\% \leq E < 80\%$
F7		$80\% \leq E < 90\%$
F8		$90\% \leq E < 95\%$
F9		$95\% \leq E$

Ilustración 2.26. Clases y Eficiencias de Filtros^[4]

Secciones de humectación

Son aquellas secciones que quedan enfocadas a ajustar la humedad del aire, de forma que quede en condiciones de confort. Para humectar el aire, existen 2 formas básicas:

- **Humectadores isoentálpicos:** Mediante distintos procedimientos (pulverización de agua, dispersión de gotas, etc), evaporan el agua en una corriente de aire, de forma que la entalpía de la corriente de aire se mantenga constante.

- Humectación por vapor: Se añade un chorro de vapor de agua (en el mejor de los casos seco), aportando calor al agua. Estos sistemas, además aseguran la higiene del sistema y se regulan de mejor forma.

Recuperador de Calor

Los recuperadores de calor, son unidades que aprovechan el aire de la extracción, para utilizar posteriormente menos energía en las baterías de calefacción o refrigeración.

Debido a su complejidad y extensión, trataremos estos aparatos posteriormente más en profundidad

Ventiladores

Los ventiladores, son aquellas unidades cuyo propósito es favorecer la circulación del aire de forma controlada a través de los conductos, mediante la aplicación de una presión al aire, que por lo menos, supere la pérdida de carga debida al resto de secciones instaladas en la UTA.

La principal característica de selección de los ventiladores, es su rendimiento, ya que utilizar un ventilador que trabaje con un mal rendimiento, aumentará en gran medida los costes de energía.

Para ello, se les puede integrar un sistema de regulación de frecuencia, que haga que trabajemos siempre en rendimientos cercanos al máximo, como se ve en la ilustración 2.27.

Otra forma de regular estos sistemas, es introducir álabes móviles en los ventiladores de forma que se varíe la curva de funcionamiento de la instalación y así, se trabaje igual que antes en puntos de funcionamiento cercanos al de máximo rendimiento.

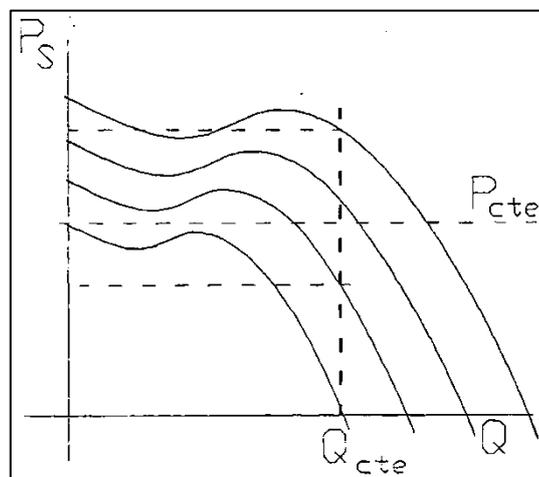


Ilustración 2.27. Curvas de un Ventilador para Diferentes Regímenes de Giro^[7]

Existen 3 tipos básicos de ventiladores^[7], como vemos en las ilustraciones 2.28, 2.29, 2.30 y 2.31:

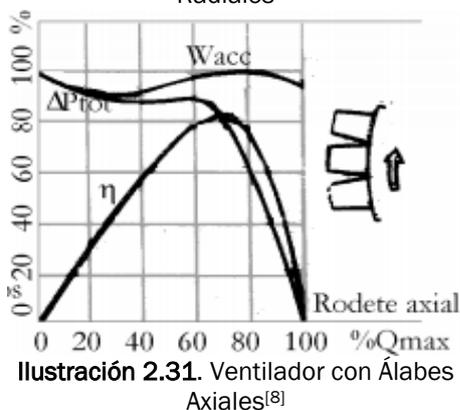
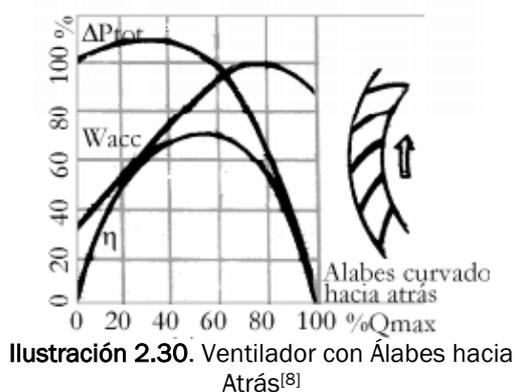
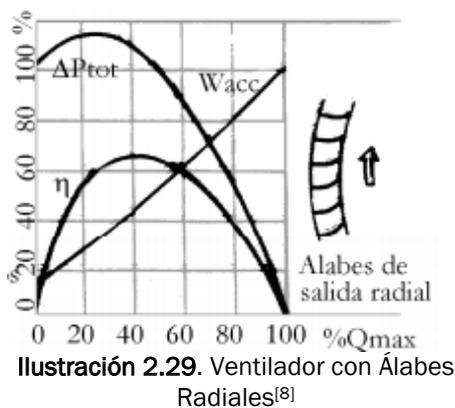
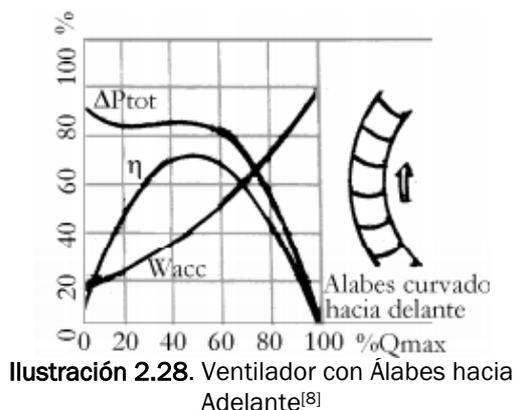
- Alabes curvados hacia adelante: Este tipo poco frecuente en las bombas hidráulicas, se emplean en los ventiladores a causa del bajo nivel de ruidos que presentan.

Sus principales características son un elevado número de álabes (48 a 60), para una velocidad de giro constante, permiten menores dimensiones y mayor altura, rendimiento bajo 65 y 75%. Tienden a ser reemplazados por los axiales.

- Alabes de salida radial: Se emplean para impulsar aire o gases sucios ya que la fuerza centrífuga elimina fácilmente depósitos.

Como principal característica se puede destacar que tiene un menor número de álabes que los anteriores.

- Alabes curvados hacia atrás: Sus principales características son un mejor rendimiento que los otros dos anteriores, pudiendo alcanzar del orden del 90% si los álabes de chapa se sustituyen por perfiles aerodinámicos y que para una misma velocidad de rotación y número de álabes proporcionan un menor caudal y una menor presión.



Secciones de Mezcla

Las secciones de mezcla son aquellas secciones vacías, dotadas únicamente de compuertas, normalmente motorizadas. Pueden ser de unión de corrientes o de separación de las corrientes de aire. Sus principales funciones son:

- Adecuación del caudal de aire para cada conducto.
- Crear una mezcla homogénea en la unión de 2 corrientes diferentes de aire.
- Introducir o detener sistemas de tipo Free-Cooling.
- Aumentar el ahorro energético, utilizando el aire de retorno siempre que sea posible.
- Impedir la entrada de aire a una batería para evitar su congelamiento en invierno.

Silenciadores

Los silenciadores, son aquellas secciones cuyo objetivo es reducir el ruido producido por el paso del aire a través del resto de secciones.

En este campo existen 2 tipos de ruido:

- Ruido radiado: Este tipo de ruido es el transmitido al exterior del climatizador, por lo que deberá ser atenuado por la propia envolvente de la UTA.
- Ruido Transmitido: Es aquel al cual podemos hacer frente mediante el uso de los silenciadores. Estos silenciadores están formados por ensanchamientos y estrechamientos cuidadosamente estudiados y fabricados con materiales específicos para cada caso.

Por todo ello, es recomendable utilizar estos silenciadores, ya que en caso contrario, el ruido transmitido, se convertirá progresivamente en ruido radiado, provocando incomodadas y desgaste excesivo de los elementos móviles de la UTA.

2.5.Sistemas Todo Aire

Un sistema de acondicionamiento todo aire, es aquel en el que se toma un caudal de aire del exterior y se lleva hasta el local a acondicionar, pasando por una serie de elementos (UTA), cuyo propósito es imponer unas condiciones de temperatura, humedad y limpieza adecuadas a este aire. Para ello acuden a sistemas del tipo bomba de calor, chillers, calderas, etc. Las

unidades terminales que utilizan estos sistemas suelen ser rejillas y difusores de todo tipo. Un esquema básico lo podemos ver en la ilustración 2.32.

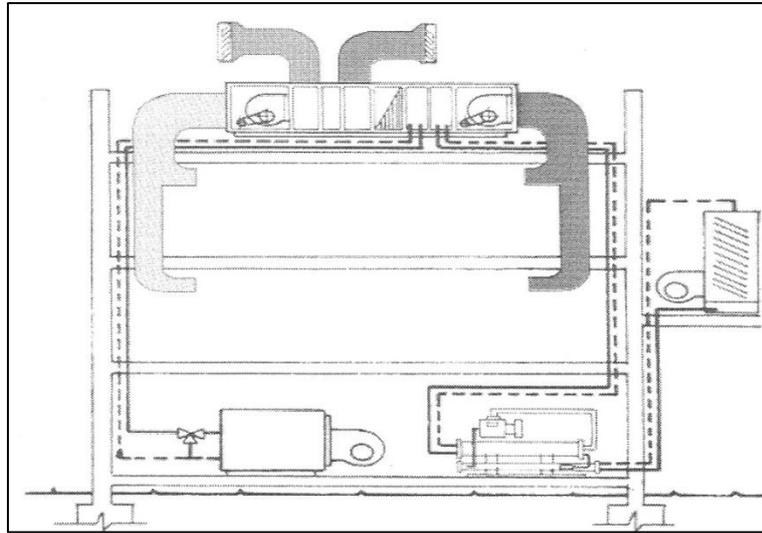


Ilustración 2.32. Esquema Básico de un Sistema Todo Aire^[1]

Las características principales de estos sistemas son las siguientes^[4]:

- **Simplicidad:** Todos los sistemas de todo aire son de fácil instalación, manejo y diseño.
- **Coste inicial bajo:** La simplicidad del diseño del sistema, conduce a que los requisitos mecánicos sean mínimos y de bajo coste.
- **Economía de funcionamiento:** Los sistemas todo aire tienen la ventaja de que en épocas de otoño o primavera, permiten utilizar el aire exterior, como fluido refrigerante, reduciendo enormemente los costes de refrigeración (Free-Cooling)
- **Funcionamiento silencioso:** Todo elemento mecánico que pueda ocasionar algún tipo de ruido se puede disponer lejos del local a acondicionar.

2.5.1. Sistema de Volumen de Aire Constante

El sistema de todo aire más simple, es el llamado 'sistema de volumen de aire constante'. En él, el aire que entra a cada local es constante siempre y lo que se modifica para contrarrestar la demanda térmica es una variación de la temperatura.

Las principales variantes que existen en este tipo de instalaciones son las siguientes:

- Sistemas unizona con batería de expansión directa: En este tipo de sistemas, la producción de frío o calor se deja en manos de una batería de expansión directa, conectada a una bomba de calor, junto con todo su sistema (compresor, valvulería, etc). Para completar el sistema se dispone una serie de conductos conectados a unas rejillas sin ningún tipo de regulación.

En estos sistemas, el sistema de control se reduce a un termostato que capta la temperatura ambiente y la manda al sistema de la bomba de calor para que aumente o disminuya la temperatura de impulsión del aire. El caudal queda regulado mediante el ventilador situado junto a la batería de expansión y el caudal que llega a cada local o rejilla, queda determinado por las pérdidas de carga por fricción del aire en cada circuito, las cuales no se pueden modificar. Este tipo de control implica que si las cargas en cada estancia son diferentes durante el periodo de utilización, el sistema no será capaz de satisfacer la demanda térmica, sobrepasando o siendo insuficiente.

Estos sistemas permiten además de la instalación de sistemas de Free-Cooling

- Sistemas unizona clásicas: En este caso, para acondicionar el aire, se dispone de una UTA, la cual tiene baterías de frío o calor, que pueden ser alimentadas por un chiller, una caldera o una bomba de calor.

En la primera fase de la climatización, únicamente se va a acondicionar el aire de cara a un local de todos los que alimenta el sistema, ya que lo normal es que requieran cargas diferentes.

La principal ventaja de estos sistemas, es que permiten la instalación de una batería de recalentamiento, tal como se puede ver en la ilustración 2.33, en cada local, alimentadas por agua caliente, o eléctricas, lo cual elimina por completo el problema de la diferencia de demandas térmicas en cada local, por lo que es un sistema mucho más versátil.

La regulación de este sistema puede ser, si no dispone de recalentamiento en unidades terminales, igual que en los sistemas con batería de expansión directa. En los sistemas con recalentamiento, la regulación se realiza mediante 2 termostatos, uno que mide la temperatura del aire a la salida de la UTA y otro en el recinto a acondicionar. De esta forma, la diferencia de temperaturas entre ambos da una señal a las baterías de recalentamiento para aumentar la potencia o reducirla.

2. Base Teórica

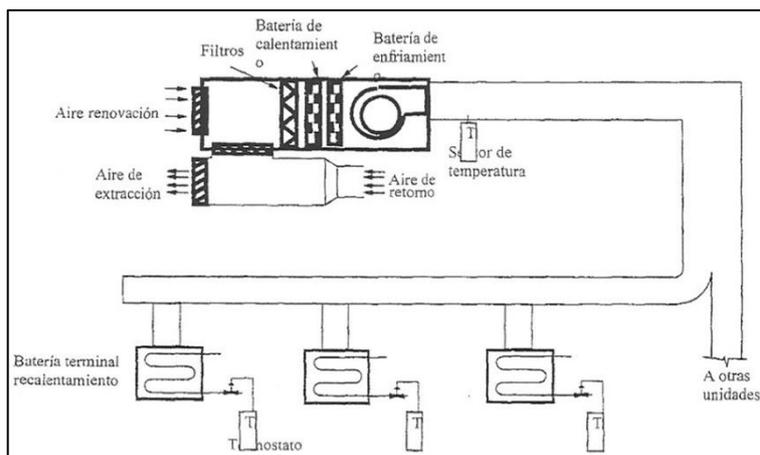


Ilustración 2.33. Sistema VAC con Recalentamiento^[1]

- **Sistemas multizona:** En este sistema, en la UTA, las baterías de calor y frío se disponen en paralelo, de forma que se crean 2 corrientes de aire, una caliente y una fría. Estas 2 corrientes se dirigen a las unidades mezcladoras de cada zona de forma que se crea para cada zona una temperatura determinada. Es necesario indicar que en todos los locales pertenecientes a la zona, se deben sufrir el mismo perfil de demanda de energía térmica. A partir de este punto, el aire se distribuye como hemos dicho anteriormente. Podemos ver un ejemplo en la ilustración 2.34.

La regulación de estos sistemas es algo más compleja que en el caso anterior. Existen 2 termostatos en la UTA (uno tras la batería de calor y otro tras la batería de frío) uno en cada zona y uno exterior. El termostato que está tras la batería de frío, se dispone de forma que mantenga la batería de frío siempre ligeramente encima del punto de rocío. El termostato que se sitúa tras la batería de calentamiento, opera junto al exterior, de forma que se obtenga una temperatura mínima de trabajo de cara a realizar posteriormente la mezcla del aire. Finalmente el termostato de los locales, regula la mezcla que se produce en las secciones correspondientes de cara a obtener una temperatura del aire adecuada.

Las rejillas que se dispondrán en los locales serán simples, al igual que en los sistemas antes vistos.

2. Base Teórica

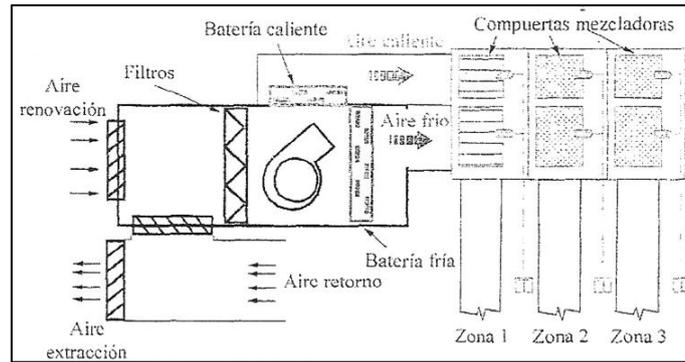


Ilustración 2.34. Sistema VAC Multizona^[1]

- **Sistemas de doble conducto:** La principal diferencia de estos sistemas respecto a los anteriores es que la mezcla se produce en unas cajas de mezcla en cada local, por lo que este sistema se utiliza únicamente en los sistemas en los que los perfiles de demanda son muy diferentes en todos los locales. podemos ver un esquema en las ilustraciones 2.35 y 2.36.

El sistema de regulación, se realiza por tanto en cada local mediante unas cajas de mezcla que dan un caudal de aire constante, tomando parte del caudal frío y parte del caudal caliente.

Existe un gran inconveniente con este sistema, el gran consumo de energía que tienen, debido a que siempre están consumiendo energía de calefacción y refrigeración. Esto es debido a que en las cajas de mezcla, siempre han de estar descubiertas las 2 salidas de aire frío y caliente, ya que, de lo contrario, se crearían zonas de altas presiones que podrían ocasionar el deterioro de las válvulas que comportan este sistema. Incluso cuando no existe carga en el sistema, se ha de introducir aire en las cajas por la misma causa que antes, aumentando considerablemente la energía consumida.

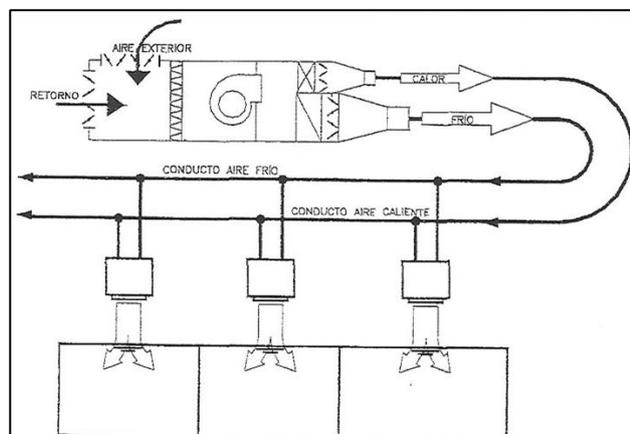


Ilustración 2.35. Sistema VAC de Doble Conducto^[1]

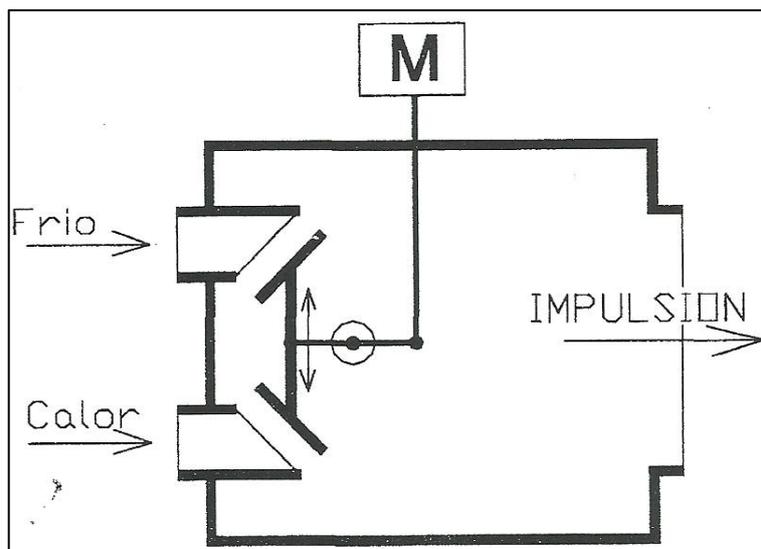


Ilustración 2.36. Esquema de una Caja VAC de Doble Conducto^[4]

En conclusión los sistemas de caudal constante, son económicos y factibles si las cargas que va a haber en los locales alimentados por la UTA van a ser bastante homogéneas. En caso contrario, estos sistemas seguirán siendo capaces de climatizar estos locales, pero a acosta de un enorme costo energético. Para evitar esto, es necesario utilizar otro tipo de sistemas como los VAV.

2.5.2.Sistema VAV

Los sistemas de volumen de aire variable, son aquellos en los que la temperatura de impulsión queda invariable, y el parámetro a modificar, es el caudal que se impulsa a los locales, normalmente variando la velocidad de giro del ventilador. Para ello, el climatizador (UTA) debe mantener una temperatura de impulsión constante, pese a que varíe el caudal por él, por lo que deberá estar conectado con el sistema de alimentación de energía térmica (bomba de calor, etc) de forma que al aumentar, por ejemplo la carga de calefacción, regule el caudal de agua caliente que pasa por la batería de forma que contrarreste el efecto de subir el caudal.

Podemos ver un ejemplo de este sistema en la ilustración 2.37.

2. Base Teórica

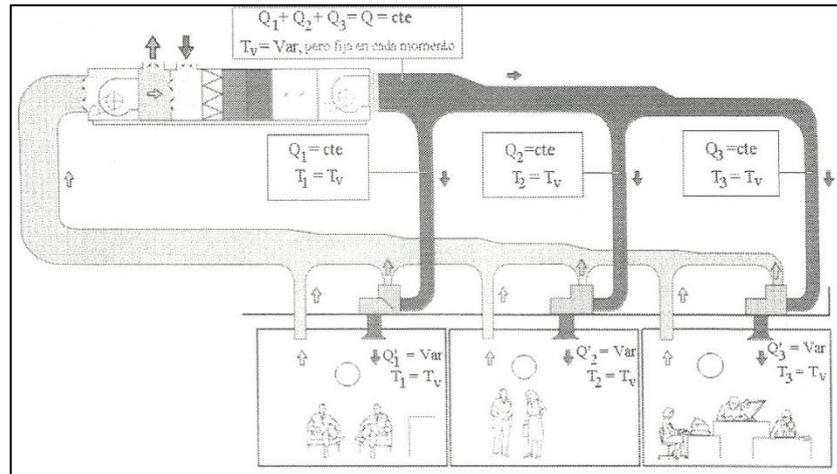


Ilustración 2.37. Esquema de un Sistema VAV^[1]

Por tanto, todos los sistemas VAV, independientemente de su variante, deberán disponer de los siguientes elementos:

- Sistema de producción de frío y calor, ya sea mediante unidades de expansión directa, o mediante chillers, calderas y demás productores de energía.
- Unidad de tratamiento de aire con sus correspondientes secciones de calentamiento/enfriamiento, filtración, mezcla, etc.
- Unidades terminales, en los cuales reside la regulación de los sistemas VAV. Pueden ser de 2 tipos principalmente:
 - Compuertas motorizadas controladas por un termostato ambiente que regula el grado de apertura de las mismas y envía la corriente de aire a una serie de rejillas simples.
 - Difusores con control del caudal, modificando la sección de paso a través de las mismas.

La principal ventaja de estos sistemas frente a los VAC, es que trabajan con cargas simultáneas, es decir, las cargas de refrigeración de unas zonas, pueden compensar las cargas de calefacción de otras.

En general, las ventajas de estos sistemas son las siguientes:

- Económicas:
 - Menor consumo de ventiladores y de energía térmica.
 - Mayor posibilidad de instalar enfriamiento gratuito.

- Menor coste de inversión inicial, respecto a sistemas de potencias similares.
- Mayor posibilidad de optimizar tamaño de conductos y UTAs, reduciendo así los costes de sobredimensionamiento.
- Técnicas:
 - La zonificación es más factible debido a su versatilidad, lo cual proporciona un mayor confort a los ocupantes.
 - Posibilidad de instalar un control centralizado, conectado a todas las cajas VAV.

Como hemos visto, los sistemas VAV, funcionan regulando el caudal de impulsión de los locales. No obstante esta regulación no es para nada trivial. Los principales reguladores de caudal que existen son:

- Reguladores automecánicos: El termostato situado en el local se conecta a un actuador electromecánico que va regulando el grado de apertura de las compuertas o difusores. Estos reguladores consiguen una variación de caudal de entre un 25% y un 100%^[1].
- Reguladores de Sonda de Presión: Esos reguladores tienen 2 sondas de presión, a partir de las cuales se calcula el caudal que circula por el regulador, y comparándolo con el valor indicado por el termostato (indirectamente, a partir del salto de temperatura), accionando un servomotor que regula el grado de apertura del regulador.

Estos reguladores tienen una mayor gama de regulación (a partir de un 10%), permiten un cierre total del sistema, y son sensibles a bajas diferencias de presiones (bajos caudales). Hay que indicar que cuando estos reguladores disponen de atenuadores para amortiguar el ruido (lo cual es lo normal), se habla de cajas VAV.

A continuación vamos a ver, al igual que en sistemas VAC, las diferentes variantes que presenta el VAV:

- Sistema clásico: En un sistema clásico de VAV, el aire exterior que entra al sistema, pasa por la UTA y a través de conductos, se dirige a cada local, en los cuales, se encuentra su caja VAV, tal como antes hemos descrito, la cual regula el volumen de aire que entra a cada local. Podemos ver un ejemplo en la ilustración 2.38.

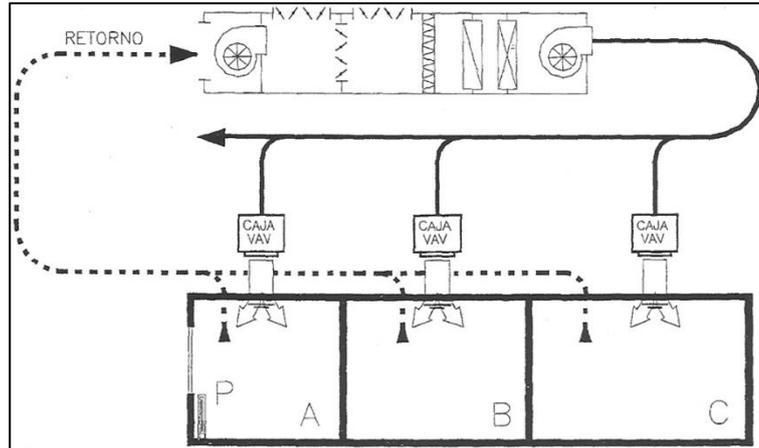


Ilustración 2.38. Sistema VAV Clásico^[1]

- **Autónomos con caudal variable:** En este caso, el equipo autónomo de producción de frío/calor, requiere que a través de él, circule siempre la misma cantidad de aire. No obstante, el caudal de aire demandado por las cajas VAV no es siempre el mismo, por lo que existe una descompensación entre estos caudales. Para solucionarlo, lo que se hace es instalar un by-pass que regule el aire que se introduce en los conductos hacia las cajas VAV, recirculando el restante a la entrada del autónomo. No obstante este sistema sólo es válido para pequeñas instalaciones muy zonificadas. Podemos verlo en la ilustración 2.39.

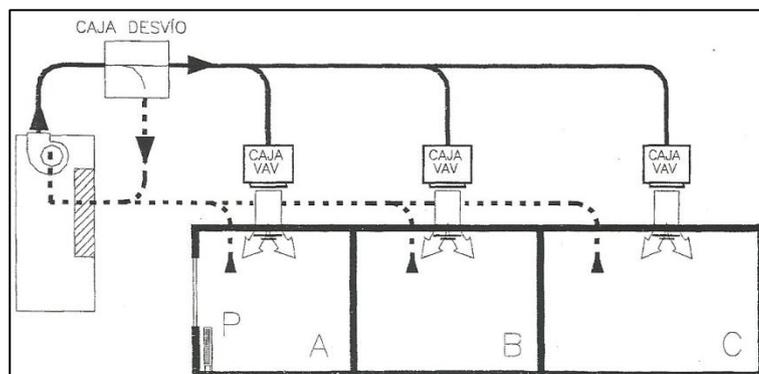


Ilustración 2.39. Sistema VAV con Autónomo^[1]

- **Caudal variable con recalentamiento:** En este caso, lo que se hace es instalar en las cajas VAV unas baterías eléctricas o de agua caliente de recalentamiento. No obstante, no entrarán en funcionamiento hasta que no sea estrictamente necesario para el sistema, es decir, el regulador irá bajando (en régimen de refrigeración) su grado de apertura hasta que ya no pueda más, momento en el cual se activará la batería de recalentamiento. Un ejemplo lo podemos ver en la ilustración 2.40.

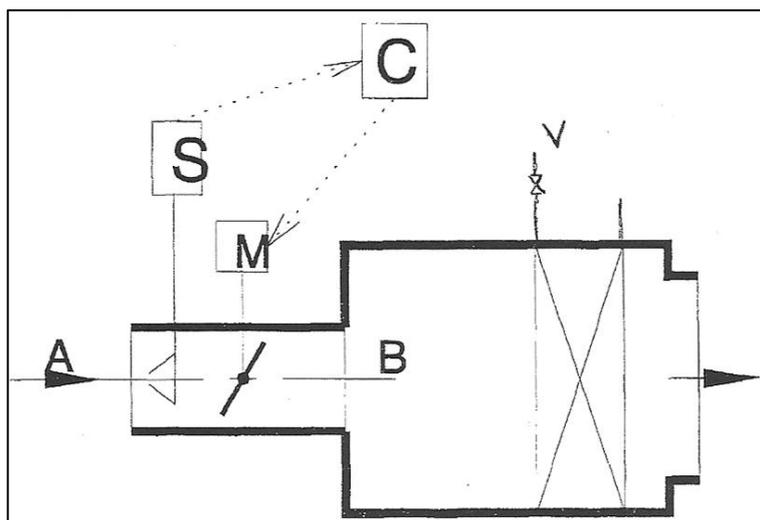


Ilustración 2.40. Caja de un VAV con Recalentamiento^[1]

- **Caudal variable con ventilador:** Estos sistemas disponen en la caja del VAV un ventilador propio, que impulsa siempre el mismo caudal. Podríamos decir que es un sistema de caudal y temperatura constante. No obstante, en este caso, la temperatura sería constante hasta la llegada al VAV, momento en el cual la corriente de aire principal se une con una corriente de recirculación. A la salida del ventilador se puede disponer una batería de recalentamiento. Podemos ver representado este sistema en la ilustración 2.41.

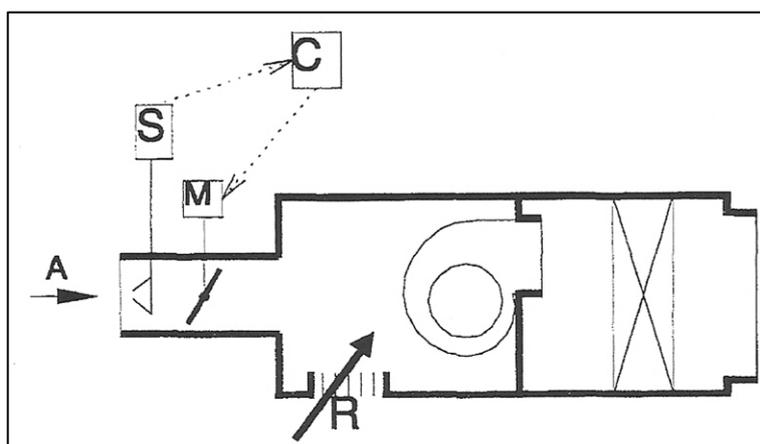


Ilustración 2.41. Caja VAV con Ventilador^[1]

- **Caudal y temperatura variables (VVT):** Este tipo de sistema, cuyo principio de funcionamiento es el propio VAV, añadiendo a su vez un incremento de temperatura variable en el aire.

El sistema se compone de una UTA que trabaja a volumen constante, con una serie de compuertas que regula al aire suministrado a cada

una de las zonas. Las principales diferencias con los anteriores sistemas VAV son las siguientes:

- Sistema by-pass en el conducto principal que mantiene constante el caudal por la UTA pero lo hace variable por los conductos que van a dar a las zonas, el cual al recircular este aire de nuevo a la UTA hace que sea de temperatura variable.
- Utilización de termostatos ambiente electrónicos interconectados entre sí y con una unidad central, que regula todo el sistema de forma integral, haciendo así que el caudal que se suministre a los locales sea máximo.
- Control bilateral entre los termostatos electrónicos y la UTA, haciendo que así se demande calefacción, refrigeración o ventilación cuando sea necesario, aunque los otros locales no lo necesiten (en ese caso, cerrarían sus compuertas), en el momento que se satisfaga esa demanda, se pasaría a trabajar en el siguiente modo, desactivándose entonces las demás.

Además de todas estas características, se pueden disponer también baterías de recalentamiento en todos los locales para un mayor confort y una mayor regulación.

Generalmente, estos sistemas se utilizan en edificios muy zonificados. De hecho, las tarjetas electrónicas de comunicación, pueden albergar más de 60 zonas diferentes. Es por ello, por lo que no es uno de los sistemas más utilizados en la actualidad, ya que el coste de inversión, no compensa el ahorro energético, salvo los casos con mucha zonificación en el edificio, tal y como hemos dicho antes.

2.6.Sistemas Recuperativos

Un recuperador de energía es un elemento perteneciente a un sistema de climatización, que permite la reutilización del calor proveniente de un local, de cara a obtener un mayor rendimiento en la utilización de la energía.

En los sistemas de climatización, las mayores recuperaciones de energía, se producen en la extracción del aire del local. De hecho, las condiciones más favorables, de cara a recuperar energía en el aire de extracción son las siguientes^[8]:

- Cuando los caudales de ventilación, son sensiblemente más altos que los utilizados normalmente, como por ejemplo hospitales, locales con altos índices de producción de contaminantes, etc.

- Cuando las horas de funcionamiento del sistema de climatización es bastante elevado (más de 40 horas semanales).
- Cuando la estación de verano está caracterizada por una alta proporción en verano de horas con temperaturas y altas humedades y un alto número de grados-día en invierno.

Según dice el Reglamento de instalaciones de climatización y agua caliente sanitaria^[9]:

“En las instalaciones o subsistemas con ventilación mecánica, en los que el caudal de aire exterior sea superior a una renovación en cada hora, y cuando su adecuación a las condiciones de humedad y temperatura interiores, exija un consumo energético, se empleará un dispositivo de recuperación de energía del aire de extracción. La eficiencia de este equipo en las condiciones extremas de proyecto, en régimen de calefacción o refrigeración, será mayor del 40 %.

Este dispositivo de recuperación de energía será siempre obligatorio en los subsistemas en los que el caudal de aire exterior sea superior a 4 m³/s, salvo cuando su régimen de funcionamiento sea inferior a cuatro horas diarias”.

No obstante, debido a las necesidades de ahorro de energía del momento, este texto se sustituyó por otro más restrictivo, el R.I.T.E.^[3]:

“En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a 0,5 m³/s, se recuperará la energía del aire expulsado.

Sobre el lado del aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático.

Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m³/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema deben ser como mínimo las indicadas en la tabla 2.4.5.1.”.

Esta tabla, la podemos ver en la ilustración 2.42.

Tabla 2.4.5.1 Eficiencia de la recuperación

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m³/s)									
	> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000...4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000...6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Ilustración 2.42. Eficiencias Mínimas de Recuperación de Energía según el RITE^[3]

Queda por tanto, indicada la importancia que se le debe dar a los sistemas de recuperación de la energía, por lo tanto, el objetivo que habrá que perseguir, será diseñar este sistema, de forma que la energía sea máxima, ya que la instalación de estos sistemas correctamente, reducirá los costes de inversión iniciales, ya que necesitaremos de equipos de producción de frío y calor menos potentes y obviamente, reduciremos también los costes de funcionamiento, ya que la energía a utilizar será menor.

2.6.1. Criterios de Selección

De cara a la selección del sistema de recuperación de energía, se ha de considerar una serie de parámetros que son de gran importancia.

Eficiencia

Se define la eficiencia de un recuperador de energía como la cantidad de energía recuperada entre la máxima energía recuperable. Dicha eficiencia puede expresarse en función del calor sensible, del calor latente o del calor total, según se puede ver en la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{Q_{ren} \cdot (x_{12} - x_{11})}{Q_{min} \cdot (x_{21} - x_{11})} = \frac{Q_{ext} \cdot (x_{22} - x_{21})}{Q_{min} \cdot (x_{21} - x_{11})} \quad (2.26)$$

donde:

Q_{ren} es el caudal de aire de renovación.

Q_{ext} es el caudal de aire de extracción.

Q_{min} es el caudal de aire mínimo entre la extracción y la renovación.

x_{nm} es puede ser la temperatura, humedad específica o entalpía, n es 1 para el caudal de renovación y 2 para el de extracción, y m es 1 para la entrada al recuperador y 2 para la salida.

No obstante, la eficiencia según el RITE, debe medirse sobre la corriente de aire exterior^[8], que además deberá considerarse como la más pequeña. De esta forma, la eficiencia del recuperador quedaría de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \frac{x_{12} - x_{11}}{x_{21} - x_{11}} \quad (2.27)$$

En función de si calculemos la eficiencia sensible, latente o total, utilizaremos la temperatura seca, la humedad específica o entalpía respectivamente.

No obstante, el recuperador de energía, también consume un extra de energía, en concreto en potencia para impulsar el aire que pasa a su través, de cara a que las condiciones de presión sean similares a que no hubiese un recuperador de energía.

De esta forma, podemos definir el Coeficiente de Operación (COP), como la relación entre la energía recuperada en el recuperador y la empleada para impulsar el aire:

$$COP = \frac{C}{P_v + P_b} \quad (2.28)$$

donde:

C es la energía recuperada en el intercambiador.

P_v es la potencia requerida por los ventiladores.

P_b es la potencia requerida por las bombas hidráulicas si las hubiese.

El consumo debido a la ventilación, puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$P_v = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta} \quad (2.29)$$

donde:

Q es el caudal de aire.

ΔP es la pérdida de presión sufrida en el recuperador.

η es el rendimiento del ventilador y el motor.

No debemos olvidar que este coeficiente de operación es instantáneo. Para evaluar el COP estacional, deberíamos simular toda la energía recuperada a lo largo de todo el año, lo cual ofrece una información mucho más completa, ya que pese a dimensionar para cargas máximas, en la mayor parte del año, no estaremos utilizando esta potencia máxima.

Pérdida de Presión

La pérdida de presión en un recuperador, es un aspecto particularmente importante, ya que un incremento en estas pérdidas de presión, repercutirá en la energía consumida por el recuperador, llegando, incluso en casos extremos, a ser inconveniente su instalación, debido a que gaste más energía en vencer estas pérdidas que en calentar o enfriar el aire.

En un recuperador se pueden distinguir las siguientes pérdidas de presión:

- Reducción brusca de la sección a la entrada al intercambiador
- Aceleración del fluido a través de la reducción de sección.
- Fricción en el interior del recuperador.
- Expansión brusca de la sección a la salida del intercambiador.

De esta forma, a partir de la ecuación de conservación de la energía, obtenemos la siguiente ecuación^[8] para la pérdida de presión, que queda representada a su vez en la ilustración 2.43:

$$\Delta P = \frac{c_{11}^2 \cdot \rho_{11}}{2} \cdot \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \cdot \left(\frac{v_{12}}{v_{11}} - 1 \right) + f \cdot \frac{A}{A_c} \cdot \frac{v_m}{v_{11}} - \left(1 - \sigma^2 - K_e \cdot \frac{v_{12}}{v_{11}} \right) \right] \quad (2.30)$$

donde:

c es la velocidad del aire a la entrada

ρ es la densidad del aire

v es el volumen específico del aire

v_m es el volumen específico medio del aire

A es la sección de transferencia de calor

A_c es la sección de flujo libre mínima

σ es la relación de reducción de la sección

f es el factor de fricción

K_c es el coeficiente de pérdidas a la entrada

K_e es el coeficiente de pérdidas a la salida

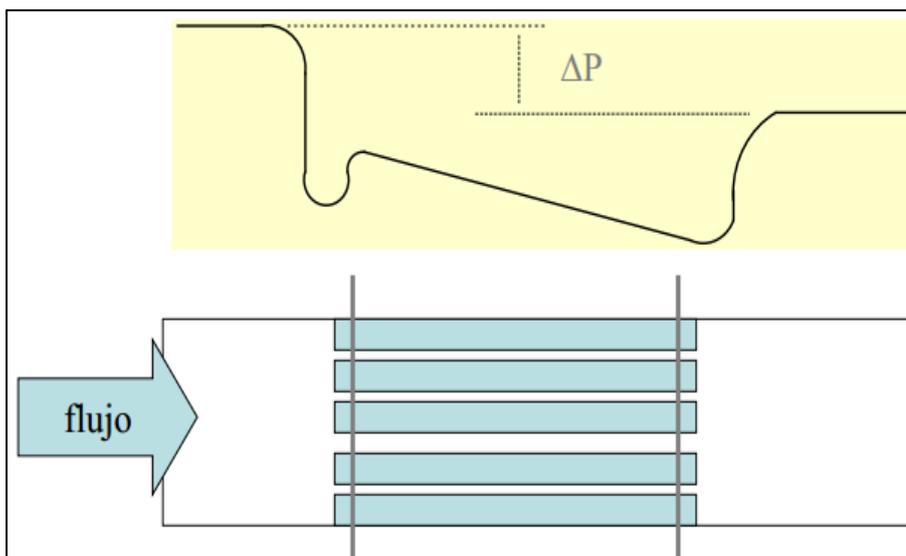


Ilustración 2.43. Evolución de la Presión en un Intercambiador Típico^[8]

Los coeficientes de expansión y contracción, son el factor esencial en la evolución de la caída de presión en los recuperadores. Su cálculo se realiza con la suposición de velocidad uniforme en la entrada y en la salida y en el interior del recuperador, lo cual está justificado, debido a que el número de Reynolds en él, permanece prácticamente constante.

Según el tipo de recuperador, tendremos una pérdida de presión característica tal y como vemos en la ilustración 2.44

EQUIPO	PERDIDA DE PRESION (Pa)	VELOCIDAD AIRE (m/s)
Rotativo	100-180	2,5-4,0
Placas	120-400	1,5-6,0
Circulación y rociado	150-300	1,5-3,0
Dos baterías con bomba	150-300	1,5-2,5
Evaporativo indirecto	50-350	1,5-5,0
Tubos de calor	100-500	2,0-4,1

Ilustración 2.44. Pérdidas de Presión Típicas en los Recuperadores de Calor^[8]

Instalaciones y Localización

Las instalaciones de recuperación de calor, necesitan obligatoriamente de un sistema de doble circuito de aire (un para la extracción y otro para el aire exterior). Independientemente del precio del recuperador, habrá que valorar el sobrecoste de la instalación de extracción que se vaya a practicar.

El principal problema, reside en que las tuberías de este doble circuito, sean adyacentes una vez llegan al recuperador, debido a las características constructivas de estos, inconveniente típico de los recuperadores de placas, rotativos, tubos de calor, etc.

Frente a estos, tienen mejor resultado en el aspecto que estamos debatiendo, los recuperadores por circulación y rociado, los de 2 batería con bomba y los de tipo evaporador-condensador con retorno por gravedad.

Otro aspecto importante a considerar es que su uso pueda ser posible durante todo el año, debido a las variaciones del ambiente exterior a lo largo de este y a las necesidades del local. Es decir, por ejemplo, los recuperadores de energía, deberán llevar integrado, o de forma externa, un sistema by-pass, de forma que si las condiciones del aire son peores que unas condiciones límite, no se pasaría el aire exterior por el recuperador.

También resulta interesante resaltar otro aspecto constructivo que se debe considerar. Son las condiciones de presión en los conductos que llegan y salen del recuperador. Es necesario tratar que el aire de renovación tenga una mayor presión que el aire de extracción, de forma que cualquier falta de hermeticidad en el recuperador y en sus juntas sea solucionada con una pequeña pérdida de aire de renovación.

Finalmente de cara a la calidad del aire interior y pese a que no es un problema específicamente de los recuperadores de calor, hay que considerar que la toma del aire exterior no esté cerca de chimeneas y medio de alto índice de contaminación y que se coloquen los filtros adecuados a cada caso, respetando obviamente siempre la legislación vigente.

2.6.2. Tipos de Recuperadores

En primer lugar, vamos a hacer una pequeña clasificación de los tipos de recuperadores que vamos a describir:

- Según los medios que intercambian la energía:
 - Sistemas Aire/Aire.
 - Sistemas Aire/Líquido.
 - Sistemas Líquido/Líquido.
- Según la separación de los fluidos que transfieren energía:
 - Sistemas de contacto directo: Los fluido sufren una mezcla completa.
 - Sistemas regenerativos: Los fluidos recorren un mismo espacio sin coincidir, de forma alternada. El elemento fundamental en este caso es la superficie que alternativamente recibe y cede carga térmica

- Sistemas recuperativos: La transferencia se produce a través de una superficie que separa las 2 corrientes.
- Según el tipo de calor intercambiado:
 - Recuperadores sensibles.
 - Recuperadores entálpicos.
- Según el contenido de humedad de las corrientes de aire:
 - Recuperadores de corriente seca: Cuando la humedad específica de ambos caudales es menor de 2 g/Kg. Solo pueden ser de tipo sensible.
 - Recuperadores de corriente húmeda: Cuando la humedad específica de ambos caudales es menor de 2 g/Kg. Pueden ser de tipo sensible o entálpicos.

Recuperador de Placas

Son recuperadores de tipo aire/aire recuperativos y sensibles. Están formados por una carcasa prismática abierta por sus caras y formadas por una serie de placas metálicas orientadas entre sí un determinado ángulo. Por cada par de placas forman un pequeño conducto por el que circula una corriente de aire (extracción o renovación). Permiten su montaje en serie.

A pesar de ser intercambiadores de tipo sensible, pueden también variar el contenido de vapor de una de las corrientes si su temperatura baja del punto de rocío, produciendo condensación, por lo que se produciría un mayor rendimiento (en invierno).

La única regulación que permiten estos recuperadores es la instalación de un sistema by-pass y un sistema de compuertas motorizado.

Entre las ventajas que podemos destacar, cabe su alta superficie de intercambio debido a su diseño compacto, la eficacia obtenida si la comparamos con su bajo precio y la no permisividad de mezcla entre corrientes de extracción y renovación lo cual mejora la calidad ambiental. Sus principales inconvenientes son su alta caída de presión y la posibilidad de condensación, que puede dañar los materiales.

Vemos un ejemplo en la ilustración 2.45.

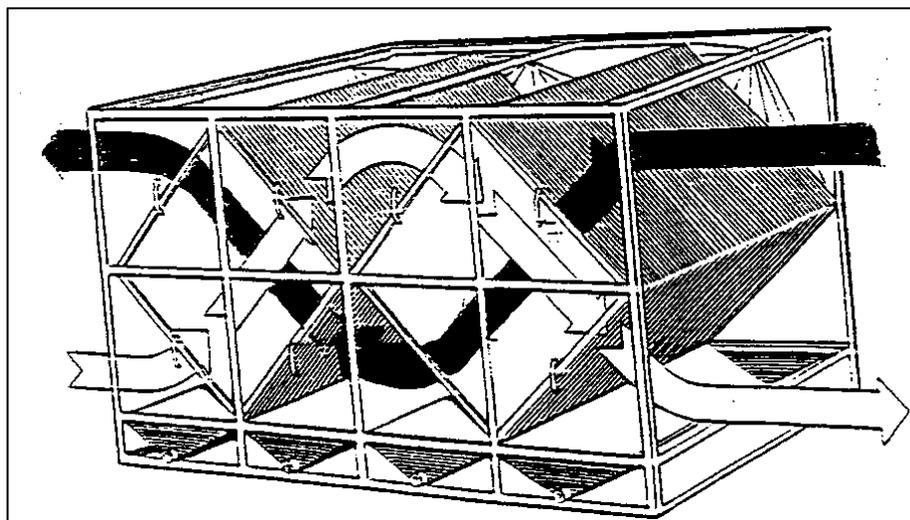


Ilustración 2.45. Montaje Típico de 2 Recuperadores de Calor de Placas^[1]

Recuperador Rotativo

Son recuperadores formados de tipo todo aire y regenerativos, formados por una carcasa de hierro galvanizado y un rotor permeable al aire. La extracción y la renovación circulan en sectores separados, evitando su mezcla.

Pueden ser sensible o entálpicos, según cual sea el material del rotor. En caso de que el rotor fuera de algún material higroscópico, como cloruro de litio, entonces éste, retendría la humedad de la corriente más húmeda, y se la cedería a la corriente más seca en el siguiente periodo.

En general, estos recuperadores admiten un mayor rango de caudales de aire (500 - 115.000 m³/h) y de temperaturas (-55 - 800 °C). No obstante, para un óptimo funcionamiento, deben moverse en contracorriente, deben poder drenar en agua y deben disponer de rotores de velocidad variable. Debido al giro del rotor, puede llegar a haber una pequeña cantidad de mezcla de corrientes (1 - 2%).

La regulación del sistema, queda encomendada al sistema de giro del rotor y de su velocidad, pudiendo ser un tipo de control todo/nada, proporcional, escalonado, etc.

Como principales ventajas de estos recuperadores, podemos destacar, sus altas eficiencias de recuperación (hasta un 90 %) y sus grandes posibilidades de control y regulación. En cambio, como inconvenientes, destacamos la contaminación que se produce por la mezcla de las corrientes, lo que se traduce en la necesidad de un mayor caudal de aire de ventilación.

Vemos un ejemplo en la ilustración 2.46.

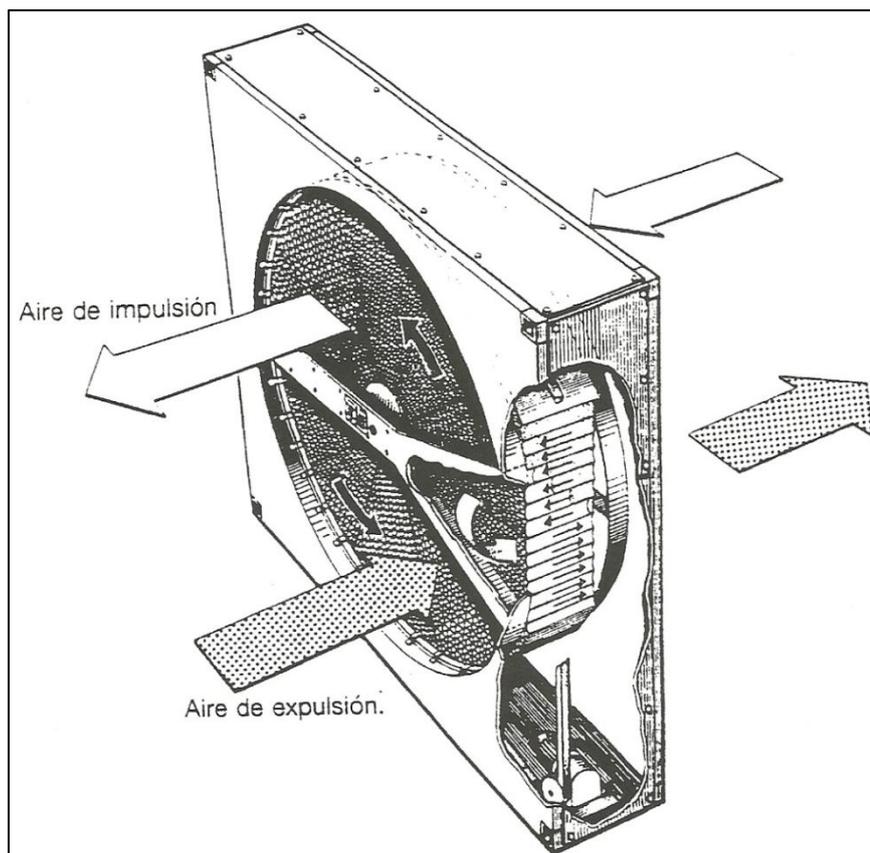


Ilustración 2.46. Recuperador Rotativo^[8]

Recuperador por Circulación y Rociado

Son recuperadores de tipo aire/agua de contacto directo y entálpicos. Están formados por un circuito forzado de una solución higroscópica que circula en contracorriente con las 2 corrientes de aire, a través de un intercambiador similar a una torre de refrigeración. Finalmente, existe un separador de gotas para la corriente de renovación para que no arrastre agua en su circulación a través del circuito.

La eficiencia de estos recuperadores, depende en gran medida de la velocidad frontal del aire, que debe situarse entre 1.5 y 2.2 m/s^[8]. Admiten caudales de aire muy grandes (8.500 - 170.000 m³/h).

Admiten 3 tipos de control. La primera es una instalación base, válida únicamente para climas cálidos, en la cual la entalpía que gana una de las corrientes es la que pierde la otra. La segunda, consta de una aportación constante de agua, de forma que se mantenga una concentración constante de agua, se utiliza en climas fríos y secos. La tercera, además mantiene la temperatura del aire de renovación mediante un calentador de esta disolución.

Las principales ventajas de este sistema son su fácil instalación, su separación de las corrientes de aire evitando su mezcla y su polivalencia para distintas configuraciones. Como contra, destacamos el especial control que requieren estas soluciones en invierno, debido a las bajas humedades del aire.

Vemos un ejemplo en la ilustración 2.47.

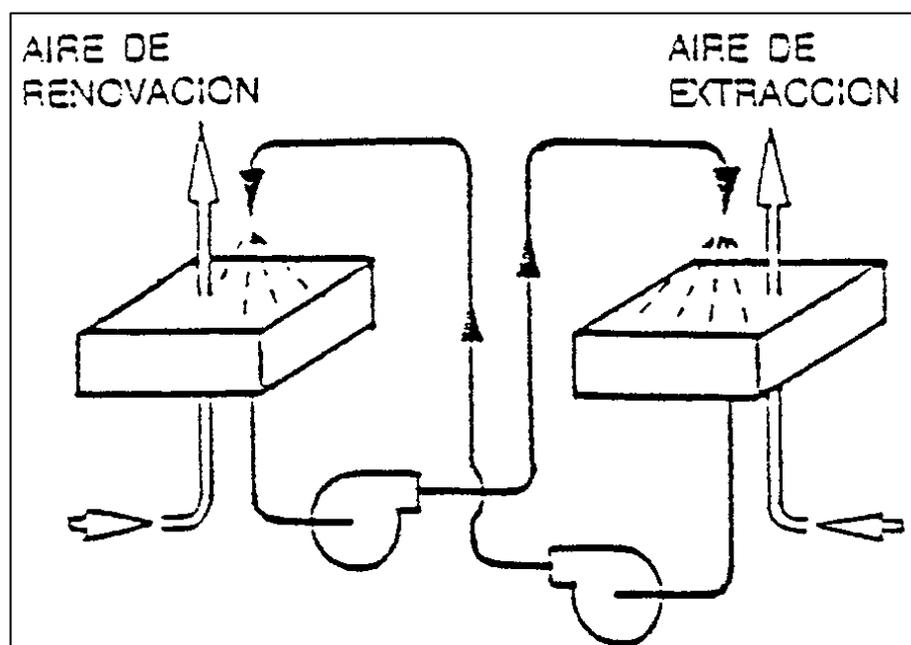


Ilustración 2.47. Recuperación por Circulación y Rociado^[8]

Recuperador de 2 Baterías y Bomba

Son sistemas aire/líquido recuperativos y sensibles, en los que un circuito de agua glicolada circula por 2 baterías aleteadas en contracorriente con el flujo. Requieren además de la instalación de un vaso de expansión, debido a las diferencias de temperaturas de funcionamiento, entre el invierno y el verano y para retardar fenómenos como oxidación y corrosión.

Para el control de este sistema, se instala una válvula de 3 vías, para controlar el flujo de líquido y así evitar fenómenos como la congelación del fluido y controlar también la temperatura del aire de renovación.

Como principal ventaja, destacamos su flexibilidad en cuanto a la disposición y número de tomas de extracción y renovación, por lo que se puede utilizar para instalaciones ya existentes o instalaciones industriales. No obstante también destaca por su baja eficiencia debido al doble intercambio aire/agua/aire, y su peligro de oxidación y corrosión, por lo que se recomienda utilizar inhibidores y controlar constantemente el PH de esta disolución.

Vemos un ejemplo en la ilustración 2.48.

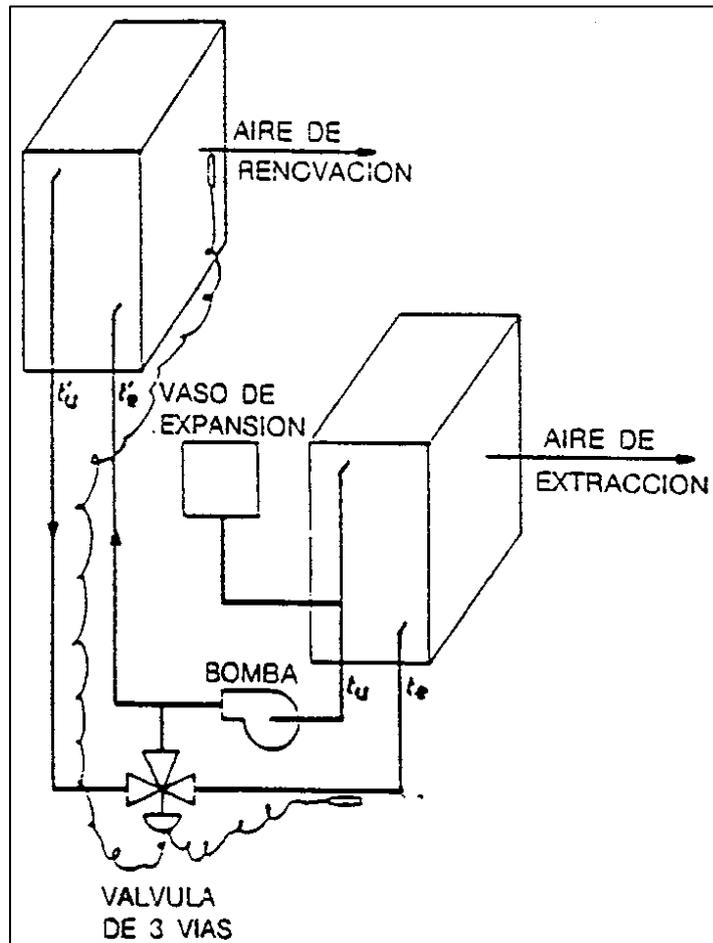


Ilustración 2.48. Recuperador por Circulación y Rociado^[8]

Recuperador Evaporativo Directo

Son sistemas aire/aire, de contacto directo y entálpicos. Están formados por un sistema que dispone de una corriente líquida de agua, a través de la cual circula una corriente de aire, evaporando parte del agua y reduciendo su temperatura en un proceso adiabático. Si esta corriente de agua se recircula en el aparato, su temperatura se aproxima a la temperatura de bulbo húmedo del aire del proceso. La evaporación se puede realizar mediante diferentes métodos, tales como la atomización, evaporadores de discos, etc.

Rigurosamente, este sistema no es un sistema recuperativo, a no ser que se mezcle la corriente de renovación con la de extracción, de forma que se aproveche parte de la energía de este aire.

La única opción de control que ofrecen es regular el caudal de agua que circula a través del recuperador, y la posible instalación de una batería de recalentamiento, posterior al sistema de enfriamiento adiabático.

Sus principales ventajas son su bajo coste y su gran eficiencia, utilizándose más en climas cálidos y secos^[8]. Su principal inconveniente, es la posible aparición de bacterias como la Legionela, debido a las temperaturas a las que se produce la vaporización del agua, por lo que deben llevar incluidos sistemas bacteriostáticos con la implicación que esto supone en el sistema de control.

Vemos un esquema en la ilustración 2.49.

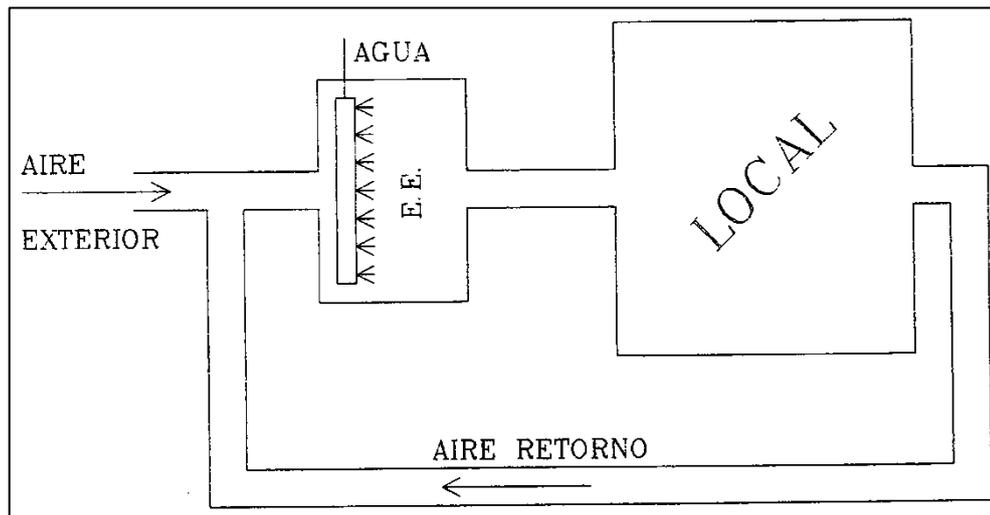


Ilustración 2.49. Sistema Recuperativo Evaporativo Directo^[8]

Recuperador Evaporativo Indirecto

Son sistemas aire/aire, recuperativos y de calor sensible. Su funcionamiento se basa en el paso de la corriente de aire de extracción a través de un sistema de enfriamiento adiabático, enfriando el aire a su paso. Este a su vez, pasa por un intercambiador, produciéndose el intercambio de calor, con la corriente de aire de renovación, que pasa a través del otro lado del intercambiador. En estos recuperadores, el efecto es similar a un recuperador de placas en el cual se produce condensación, por lo que tienen altas eficiencias.

Al igual que en el caso anterior, para considerar a estos sistemas recuperativos, deben intercambiar aire con la corriente de extracción. Si el agua que utilizamos es recirculada, debemos de prever un sistema de purga y alimentación, puesto que en caso contrario puede aparecer una alta concentración de sales minerales que inhabilite el sistema. Parte del aire de extracción puede mezclarse con la corriente de renovación, provocando un descenso de entalpía ya que no hay intercambio de humedad, mejorando la eficiencia del sistema en su conjunto.

Como ventajas principales, podemos destacar al igual que en los recuperadores evaporativos directos, su bajo coste, eficiencia y versatilidad, pudiendo ser utilizados además por sistemas que no permiten el intercambio de humedad con la corriente de renovación^[8]. También podemos añadir, la ausencia del peligro de la legionelosis, ya que no existe contacto directo entre el aire de renovación y la corriente de aire. Como principal inconveniente, destaca la dependencia de las condiciones higrotérmicas del exterior, al igual que en el resto de recuperadores.

Vemos un esquema en la ilustración 2.50.

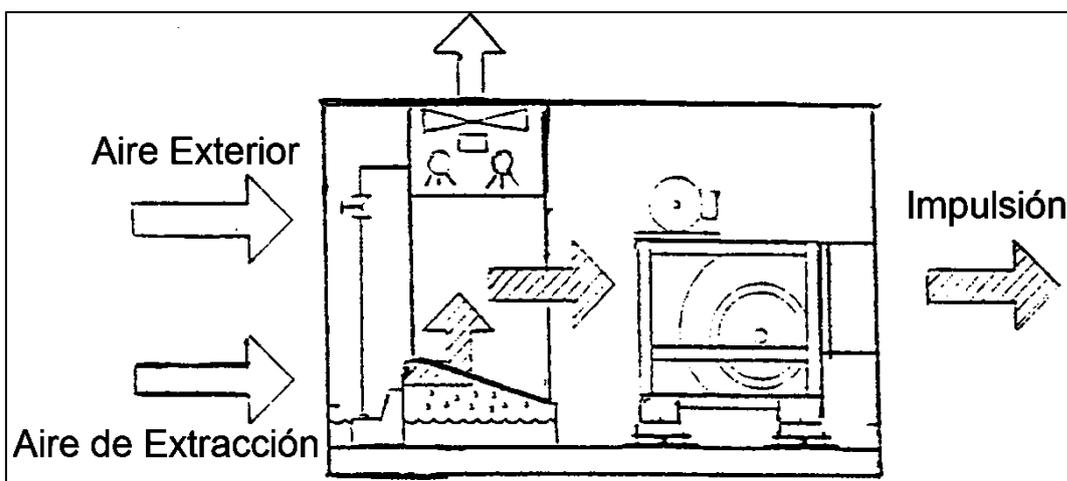


Ilustración 2.50. Sistema Recuperativo Evaporativo Indirecto^[8]

Recuperador por Termosifón

Son sistemas aire/líquido recuperativos y de calor sensible. Están formados por una serie de tubos metálicos, unidos mediante un sistema aleteado, a los que se les ha hecho el vacío y se han rellenado internamente de un líquido similar a los refrigerantes. La batería de tubos, se divide en 2 secciones (evaporador y condensador).

Al calentarse la parte inferior del tubo, el refrigerante se evapora, ascendiendo, hasta que cede calor a la corriente más fría, condensando y descendiendo por gravedad hacia el punto inicial. El retorno por gravedad, obliga a que la corriente fría se encuentre siempre en la parte superior. Otros método más complejos, utilizan una disposición de los tubos en anillos cerrados, de forma que tanto el refrigerante líquido y gaseoso circulan de forma independiente, obteniendo en estos casos, unas eficiencias mucho mayores que en los casos anteriores

Su regulación se basa en intercambiar, los flujos de aire frío y caliente, mediante un sistema de conductos y compuertas, de forma que la corriente fría, como ya hemos dicho, siempre se encuentre en la parte superior del

tubo. Otros sistemas incluyen los tubos inclinados en vez de verticales, de forma que los flujos de aire pueden ser adyacentes en vez de estar superpuestos.

Como ventajas, destacan la ausencia de mezcla entre las corrientes, su adaptabilidad a atmósferas peligrosas y el reducido presupuesto de energía. Como principal inconveniente, destaca su alto precio y las dificultades de instalación, antes dichas.

Podemos ver un esquema de su funcionamiento en la ilustración 2.51.

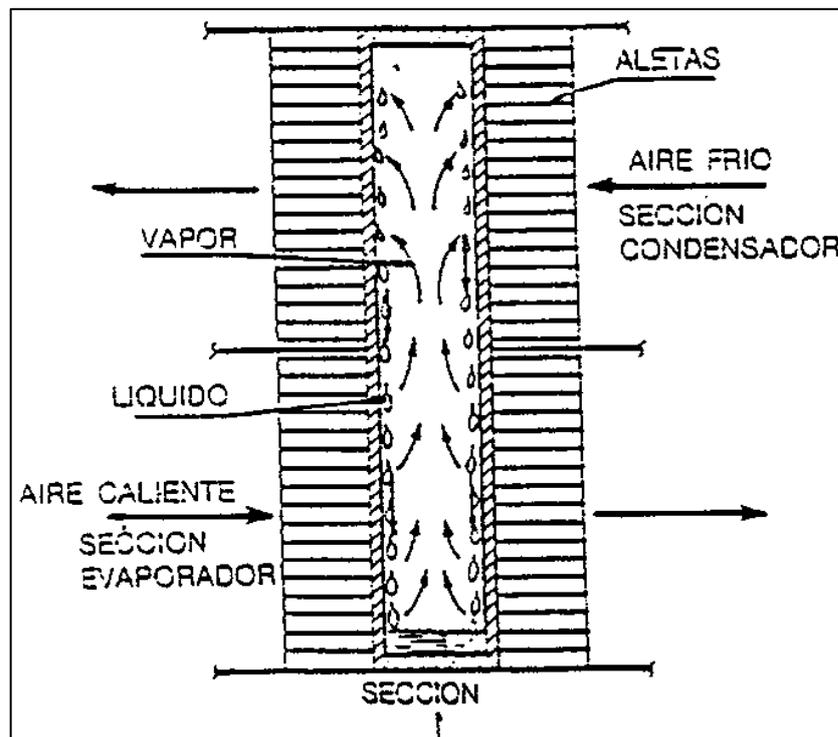


Ilustración 2.51. Recuperador por Termosifón⁽⁸⁾

Recuperador de Tubos de Calor (Heat Pipes)

Son sistemas aire/líquido recuperativos y de calor sensible. Están formados por una serie de tubos metálicos, a los que se les ha hecho el vacío y se han rellenado en la periferia de un material poroso e internamente de un líquido similar a los refrigerantes. Este refrigerante al evaporarse, debido a la absorción de calor, produce vacíos en la estructura porosa, cubiertos inmediatamente por el nuevo líquido, que llega procedente de la condensación del mismo debido a procesos de capilaridad y a la cesión de calor. Al unir en una batería varios de estos tubos envolverlos en una carcasa metálica con los conductos de entrada y salida del aire, se forma el recuperador

Para regular estos sistemas, se puede utilizar la instalación de servomotores que inclinen los tubos, aumentando o disminuyendo así, la transferencia de calor. Otros métodos de regulación, puede ser el control de la presión del fluido refrigerante del mismo, pese a que es un sistema de regulación más costoso, hablando en términos económicos.

Sus principales ventajas son su baja inercia térmica, no requieren de energía eléctrica, no mezclan los caudales de extracción y renovación, se pueden instalar directamente en la UTA o en los conductos, etc. Como principal inconveniente, se destaca las dificultades para su correcto cálculo y su alto coste.

Podemos apreciar un ejemplo de este sistema en la ilustración 2.52.

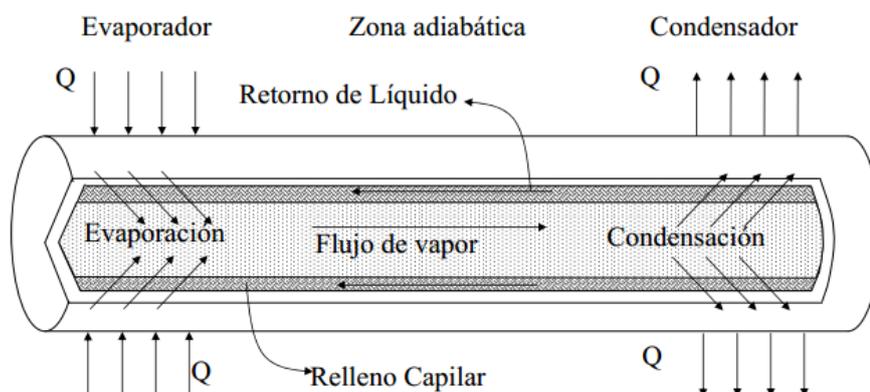


Ilustración 2.52. Recuperador de Tubos de Calor^[8]

Recuperador de Bomba de Calor

Son sistemas aire/aire, o de aire/agua, según donde se sitúe el condensador de la bomba de calor, recuperativos y de calor sensible. Su funcionamiento, se basa en el ciclo de compresión de vapor. Gracias al aporte de energía a un compresor, somos capaces de ceder energía a un ambiente y tomarla de otro ambiente.

Este sistema, además solamente ha de funcionar en los periodos de ocupación del local, estando inactivo en los demás. Para ello, debe estar dotando de un sistema de sondas de temperatura que detecten la necesidad de trabajo o no.

Para su regulación, permite trabajar en modo refrigeración o calefacción, siempre que la bomba sea reversible, lo cual se puede lograr mediante la instalación de una válvula de 4 vías, que además sirve para eliminar la escarcha que se pueda producir en el intercambiador exterior.

Como principales ventajas, se destaca su reversibilidad, el control de la ventilación habilitando el enfriamiento gratuito, y la automatización total del funcionamiento. Como principal inconveniente, destacamos un alto coste inicial de inversión. Sin embargo, esta inversión puede ser rentabilizada con el ahorro energético que produce este sistema recuperativo, por lo que si tenemos que considerar su instalación, se deberá realizar un plan de amortización del mismo.

Su funcionamiento es el que vemos en la ilustración 2.53

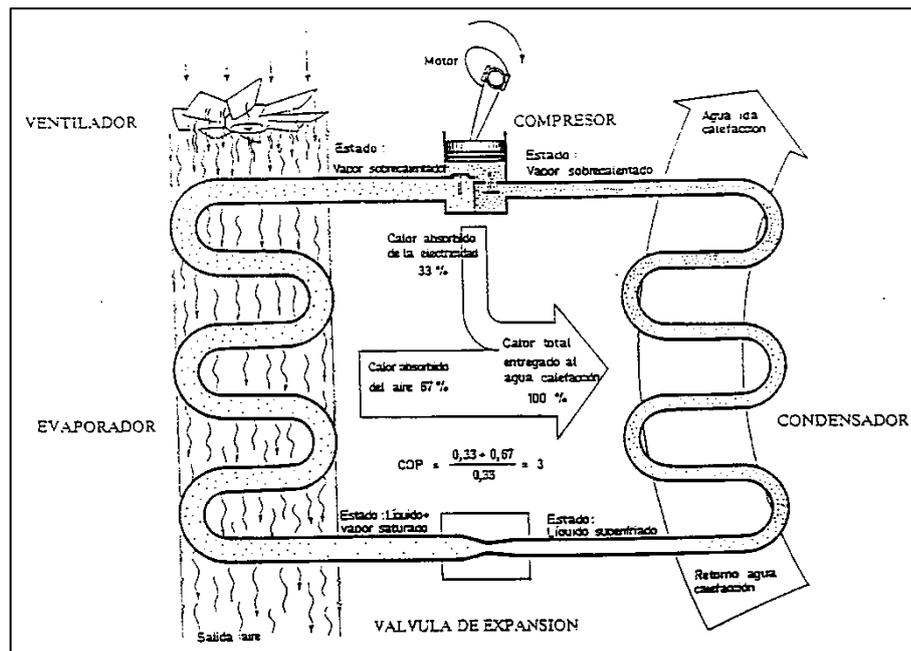


Ilustración 2.53. Recuperador de Calor por Bomba de Calor^[8]

2.7. Energías Renovables

Uno de los grandes problemas en los tiempos presentes, es la enorme dependencia que tenemos de los recursos energéticos de tipo fósil, tales como carbón, gas natural, petróleo, etc. Es por ello, que hoy en día, y a medida que avanza el tiempo, se están imponiendo otras fuentes de energía denominadas energías renovables, las cuales son igualmente válidas, hablando en términos energéticos. De hecho, uno de los factores que más ha afectado a este cambio, es el aumento de precio de la energía, es decir, de sus fuentes, debido a la reducción drástica de los recursos energéticos que disponemos.

Como ejemplo, podemos poner de manifiesto cómo ha evolucionado el precio del barril de petróleo Brent a lo largo de estos años. Su precio ha pasado de unos 15\$ a unos 120\$ por barril entre Enero de 1999 y Enero de 2013^[10], lo que es más de 10 veces su precio, como podemos ver en la ilustración 2.54.

2. Base Teórica

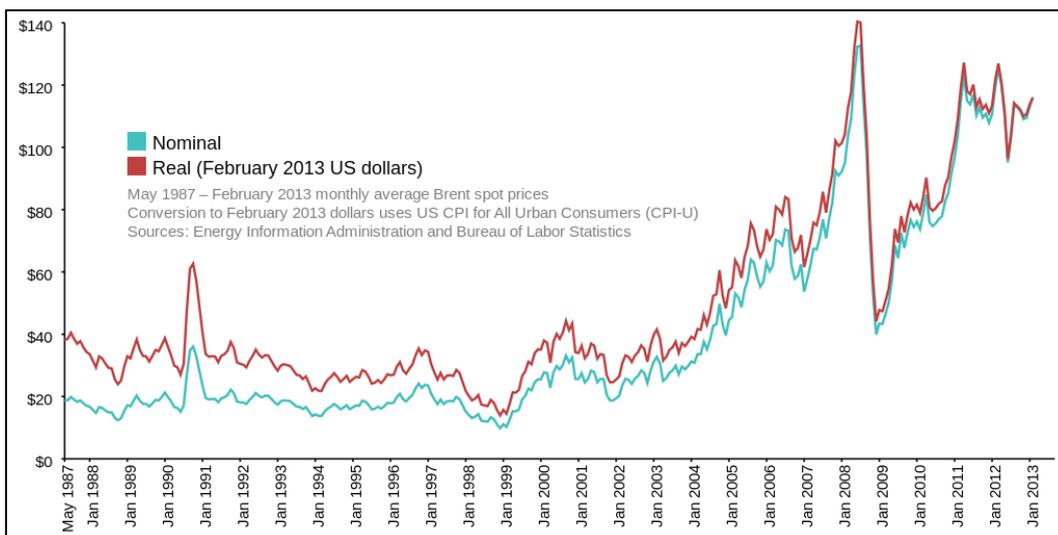


Ilustración 2.54. Evolución del Precio del Barril Brent^[10]

“Las energías renovables (solar, biomasa, eólica, geotérmica, etc) se caracterizan porque se producen de forma continua y son fuentes de abastecimiento energético comprometidas con el medio ambiente”^[1].

Entre las ventajas que se pueden destacar de estas energías, encontramos:

- Un menor impacto ambiental, ya que no emiten gases contaminantes ni de efecto invernadero, ni residuos cuyo tratamiento sería problemático.
- Son fuentes inagotables de energía.
- Se pueden producir de forma autóctona, evitando así su dependencia de suministros exteriores y permitiendo una distribución territorial más dispersa.
- Permiten instalarse en zonas rurales y aisladas.

Denominaremos también energías renovables a cualquier sistema que reduzca la dependencia de fuentes de energía convencionales y que sea accesible de forma cuasi-inmediata.

En los últimos años, se ha intensificado la creación de nuevas normativas y procedimientos, de cara a ir sustituyendo las fuentes de energías convencionales por energías renovables. Como ejemplos de estas normativas, podemos destacar el “Plan de Energías Renovables 2011-2020”. Este plan, está integrado en la directiva europea “2009/28/CE”. Los principales objetivos de esta directiva, son el triple objetivo de 20% de energías renovables, 20% de mejora en la eficiencia energética y 20% de reducción de

emisiones de CO₂, mientras que el plan de energías renovables trata la sectorialización del uso de estas energías y el uso de las mismas^[11].

Una vez hecha esta introducción, haremos una pequeña descripción de las principales fuentes de energías renovables y una profundización en 2 de las más utilizadas en el sector de la climatización industrial actualmente, la energía solar térmica y el Free-Cooling.

Energía Orgánica (Biomasa y Biogás)

El uso de esta energía consiste en la combustión de la biomasa o el biogás, de cara a la producción de calor o electricidad. En el ámbito de la energía térmica, sus mayores usos se encuentran en las calderas y en los district-heating. En el ámbito de la electricidad, se utilizan en grandes centrales térmicas, en las cuales la combustión de la biomasa o el biogás, hace girar una serie de turbinas que generan la electricidad.

Energía Eólica

La energía eólica es la obtenida a partir de la energía cinética generada por efecto de las corrientes de aire, y que es convertida en otras formas útiles de energía. Es una de las fuentes renovables donde la tecnología asociada ha alcanzado un mayor grado de madurez^[11]. De hecho, la contribución en la generación eléctrica bruta anual ha sido una proporción sin precedentes en nuestro país, en torno al 11,6%. Los generadores de energía eólica pueden encontrarse en tierra (de hecho lo están la mayoría) o en el mar, donde su potencia unitaria es mucho mayor

Energía Mareomotriz

La energía mareomotriz consiste en el aprovechamiento de la diferencia de altura del mar entre los periodos de marea alta y marea baja. Cuando sube la marea, las compuertas de la presa se abren y se llena el embalse. Cuando comienza a bajar la marea la presa se cierra y se espera un tiempo para alcanzar la diferencia de nivel adecuada entre el mar y la presa, y posteriormente se procede a turbinar el agua para generar electricidad. Hay centrales que tienen turbinas que pueden funcionar en los dos sentidos de las mareas.

Energía Hidroeléctrica

Una central hidroeléctrica está constituida por el conjunto de instalaciones necesarias para transformar la energía potencial de un curso de agua en energía eléctrica disponible. Generalmente, se instalan grandes presas de agua, cuya descarga es la que produce la energía eléctrica. También pueden

disponerse derivaciones del cauce del río y turbinar esta derivación, devolviendo la corriente al cauce original del río.

Energía Solar Fotovoltaica

La energía fotovoltaica es la energía eléctrica producida a partir del proceso de radiación solar sobre los módulos de los paneles, produciendo energía eléctrica por el efecto fotovoltaico, pudiendo almacenarse en baterías para su posterior consumo en sistemas aislados de la red eléctrica, o bien inyectarse en la red, siendo este último caso el más común. Su instalación suele acompañar el uso de seguidores solares, de forma que se aumente el aprovechamiento de esta energía.

Energía Solar Termoeléctrica

Las centrales solares termoeléctricas utilizan la radiación solar directa concentrada para aumentar la temperatura de un fluido, el cual normalmente se usará para producir vapor que generará energía eléctrica mediante el accionamiento de una turbina. La potencia media de estas instalaciones en España, es de unos 50 MW^[11].

Energía Maremotérmica

La energía maremotérmica es la producida por la diferencia de temperaturas entre las aguas superficiales y las del fondo. Para el aprovechamiento de la energía maremotérmica se requiere que el gradiente térmico sea de al menos 20 °C. Por tanto, las zonas térmicamente favorables se encuentran en las regiones ecuatoriales y subtropicales. No obstante, este tipo de energía no está muy desarrollada actualmente y debe ser objeto de continuas mejoras.

Energía Geotérmica

La utilización de la energía geotérmica, consiste en el aprovechamiento de la energía almacenada en el interior de la tierra. Se puede dividir en función de su temperatura en energía geotérmica de alta temperatura (temperaturas mayores a 100°C), las cuales se utilizan para la producción de energía eléctrica, de media temperatura (entre 25°C y 100°C) y de baja temperatura (menores de 25°C), utilizadas mediante el uso de bomba de calor, para la producción de energía térmica en climatización.

Las ventajas de estas últimas frente a las convencionales, radican en que se evita la presencia de una unidad exterior, la cual es susceptible de estropearse y cuyo rendimiento depende de la temperatura exterior. Frente a estos, la temperatura del suelo a determinadas profundidades (suelen instalarse en torno a 15 metros de profundidad), permanece prácticamente

invariable a lo largo del año, lo cual representa una gran ventaja en este sentido.

2.7.1. Energía Solar Térmica

La energía solar térmica es aquella energía producida por la irradiación del sol, sobre un fluido caloportador, el cual posteriormente será utilizado para transferir energía a cualquier otro medio que nos interese. En nuestro caso, nos fijaremos en su uso particular en la climatización de locales.

Por tanto, llamaremos instalación solar térmica a este tipo de instalaciones que estarán compuestas de 3 subsistemas principales:

- Subsistema colector (para la adquisición de la energía térmica), similar al que vemos en la ilustración 2.55.
- Subsistema acumulador (para el almacenamiento de la energía térmica).
- Subsistema de consumo (ACS, calefacción, etc).

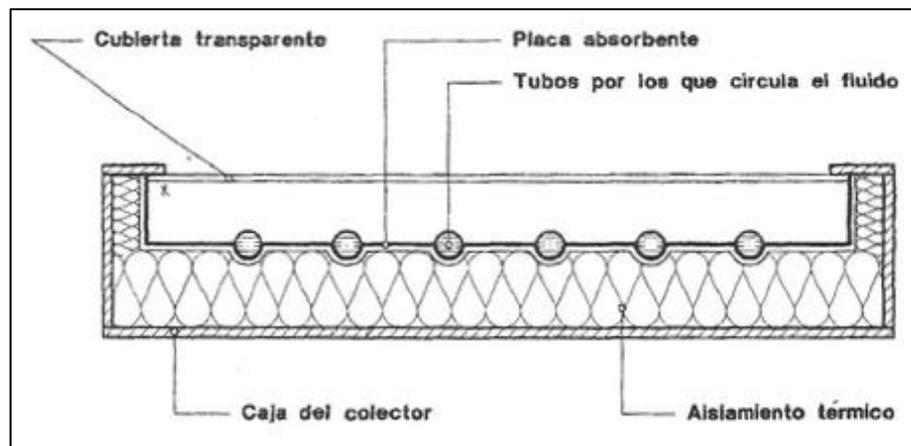


Ilustración 2.55. Esquema de un Colector Solar Plano^[1]

Subsistema colector

Es el subsistema encargado de absorber la energía proveniente de la radiación solar y convertirla en energía útil. Estos colectores pueden ser colectores solares planos, colectores de vacío o colectores de tipo Heat Pipe.

Un colector solar plano, es el elemento del sistema capaz de captar la energía solar. Sus principales componentes son:

- Cubierta Transparente: Está formada por una o 2 láminas de un vidrio cuya principal característica es su alta transmitividad a las frecuencias a las que emite el sol y que sea opaca a longitudes de onda entre 3 y

50 μm, por lo que se suelen utilizar superficies selectivas con estos propósitos. Es la encargada de provocar el efecto invernadero, haciendo que entre la radiación solar, pero que no salga la radiación debida a la temperatura de la placa absorbente.

- Placa Absorbente: La placa absorbente, se calienta al ser irradiada con el sol, y por tanto, radia también parte de esa energía. Por tanto, una placa absorbente eficaz, será aquella que combina una alta absorvidad para bajas longitudes de onda (radiación solar), y baja emisividad, para altas longitudes de onda (campo infrarrojo). Para este propósito, también se suelen instalar superficies selectivas. El reparto de la radiación puede observarse en la ilustración 2.56.
- Elementos de circulación: Formada por las tuberías por las que circula el fluido caloportador.

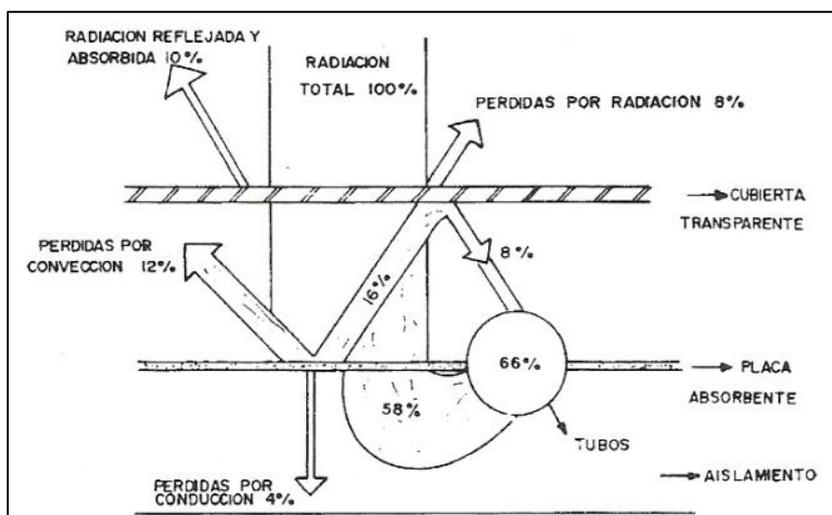


Ilustración 2.56. Esquema Energético de un Colector Solar^[1]

Uno de los parámetros básicos de un colector es su eficiencia. Dicha eficacia dependerá en gran medida de las condiciones exteriores y de funcionamiento del colector.

Para hallarla, realizaremos un balance térmico al colector.

$$Q = Q_1 - Q_2 \quad (2.31)$$

donde, Q es la energía útil recogida por el fluido caloportador, Q₁ es la energía incidente total y Q₂ es la energía perdida por disipación al exterior.

De aquí, podemos definir la energía incidente total y las pérdidas como:

$$Q_1 = \alpha \cdot \tau \cdot S \cdot I \quad (2.32)$$

$$Q_2 = S \cdot U_L \cdot (T_m - T_a) \quad (2.33)$$

donde α es la absortancia del colector (media), τ es la transmitividad del vidrio del colector, S es la superficie, I es la irradiancia, U_L es coeficiente global de pérdidas, T_m es la temperatura media de la placa y T_a es la temperatura del aire.

No obstante, la medida de la temperatura de la placa, resulta muy complejo, por lo que se suele medir la temperatura del fluido a la entrada. Para ello, adoptamos el siguiente factor de corrección, que depende de factores de la placa como material, espesor, distancia entre tubos, etc:

$$F_R = \frac{\alpha \cdot \tau \cdot I - U_L \cdot (T_m - T_a)}{\alpha \cdot \tau \cdot I - U_L \cdot (T_e - T_a)} \quad (2.34)$$

De esta forma, la energía útil recogida, queda de la siguiente forma:

$$Q = F_R \cdot S \cdot [\alpha \cdot \tau \cdot I - U_L \cdot (T_m - T_a)] \quad (2.35)$$

A partir de esto, definiendo el rendimiento del colector a partir de la ecuación de Bliss como la relación entre la energía útil total y el producto de la superficie por la irradiancia:

$$\eta = F_R \cdot \left[\alpha \cdot \tau - U_L \cdot \frac{(T_m - T_a)}{I} \right] \quad (2.36)$$

A partir de la ecuación (1.36), podemos asumir como términos constantes F_R , α , τ , y U_L , aproximando de tal manera la ecuación a una recta. No obstante, la obtención de estas rectas debe de ser facilitada por el fabricante, de cara a una posterior elección y cálculo del sistema de colectores de la instalación correspondiente.

Subsistema acumulador

Tanto la energía aportada por el sol, como la demandada por nuestro sistema, no son constantes a lo largo del tiempo, sino que varían a lo largo del mismo, llegando incluso a no ser similares en su evolución a lo largo del día. De hecho en muchos casos, la energía de demanda podrá ser máxima, en momentos en los que la energía aportada es prácticamente nula (anoheceres y amaneceres). Es por ello, que para aprovechar al máximo esta energía, debemos de disponer un sistema que permita almacenar esta energía, para luego ser utilizada en los momentos que más nos interese.

En nuestro caso, el acumulador que dispondremos será un depósito de agua. No obstante, cuando este acumulador (depósito), tenga una gran relación entre su volumen y la relación altura/diámetro, habrá que tener en cuenta la estratificación de temperaturas a lo largo del mismo.

Con respecto a la relación entre el volumen u el consumo, la reglamentación actual^[3], especifica que el volumen del acumulador debe situarse entre 0.8 veces el caudal de ACS y 1 vez el caudal de ACS.

El elemento principal del acumulador, es el intercambiador de calor. Su uso es debido a que en invierno, al quedar a la intemperie y parado el sistema de acumulación, podría quedar congelado el agua que pasa a su través, inhabilitando toda la instalación. Por ello, se instala un circuito primario, por el que circula agua glicolada, cuyo punto de ebullición es más bajo. Dicho intercambiador, puede estar integrado en el propio acumulador, o circular otra corriente secundaria entre el intercambiador y el acumulador. Ambas opciones se pueden apreciar en la ilustración 2.57.

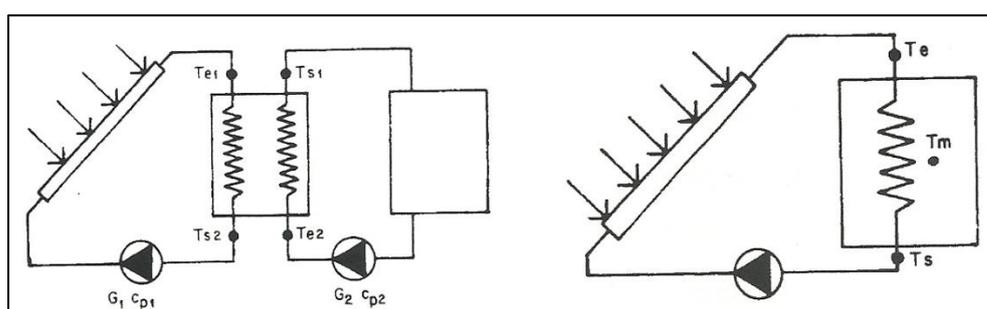


Ilustración 2.57. Esquema de la Disposición de los Intercambiadores en los Sistemas de Acumulación^[1]

Los intercambiadores, deberán tener una eficiencia mínima de un 70%^[1], de cara a que el sistema pueda ser estable. No tendría sentido, utilizar un sistema que pudiese captar una gran cantidad de energía solar, pero que luego fuésemos incapaces de transmitir esta energía al agua en cuestión. Los 2 circuitos que circulan a través del intercambiador, deberán estar en circulación forzada, ya que esto mejora notablemente la eficiencia del intercambio de energía, a no ser que el intercambiador este sumergido en el acumulador, en cuyo caso, en el circuito secundario, se encontrará en circulación natural por convección. En cuanto al diseño del intercambiador, se utilizarán los métodos NUT o DTLM, al igual que en el resto de elementos de este tipo.

Métodos del Cálculo.

Al igual que para el cálculo de cargas térmicas, existe una amplia gama de métodos de cálculo, según los datos de entrada que podamos utilizar y la precisión que tenga el sistema.

Entre todos los métodos que podemos utilizar, podemos destacar los siguientes:

- Método del rendimiento medio: Es el método más simple de usar, pero también el menos preciso. Su objetivo es el cálculo del factor de energía solar (FS) utilizada alrededor del año, utilizando valores medios para la irradiancia solar y el rendimiento del captador. No es de los más utilizados.
- Métodos de cálculo detallados: Estos métodos, utilizan modelos matemáticos y físicos para caracterizar los distintos componentes de la instalación, y a partir de ello analizar todas las variables que actúan sobre el proceso y optimizar su cálculo. No obstante, estos métodos requieren de estar debidamente contrastados mediante modelos experimentales. Son métodos más complicados de manejar y requieren de una gran cantidad de datos de entrada.
- Método F-Chart: Es uno de los métodos de cálculo simplificado más utilizados en la actualidad. Su funcionamiento se basa en la determinación del FS medio mensual y estimar la cantidad de energía aportada, a través de las condiciones del agua de red, los datos climáticos, y las características del colector y el intercambiador. A continuación vamos a explicar los pasos de cálculo de este método.

Método F-Chart

- Cálculo de la demanda energética: Valoración de la carga o energía calorífica necesaria para el calentamiento de agua destinada a la producción de ACS, piscinas, calefacción, etc. Para ello, utilizaremos los datos obtenidos en el cálculo de cargas. A estos valores, habrá que añadirles la energía necesaria para el calentamiento de agua de ACS, desde la temperatura de red, hasta una temperatura de consigna de 60°C^[12]. Los consumos de ACS vienen marcados por el CTE.
- Aporte energético: Valoración de la radiación solar incidente en la superficie inclinada del captador o captadores. El aporte energético será la irradiancia solar recibida sobre superficie horizontal, corregida para la inclinación específica de los colectores. Dicha inclinación de los captadores será preferentemente igual a:
 - Latitud de la localidad de ubicación, para instalaciones de utilización anual.
 - Latitud -10°C para instalaciones más favorecidas en invierno.
 - Latitud +10°C para instalaciones más favorecidas en verano.
- Recta de rendimiento: Seleccionar un colector con su recta de rendimiento, el cual sea apropiado para nuestra instalación.

- Cálculo del parámetro D1: Su significado físico es la relación entre la energía absorbida por la placa del captador plano y la carga calorífica total de calentamiento durante un mes.

$$D1 = \frac{S \cdot F'_R \cdot (\tau \cdot a) \cdot R_I \cdot N}{Q_a} \quad (2.37)$$

$$F'_R = \frac{F_R}{1 + \left[S \cdot F_R \cdot \frac{U_L}{V_{min}} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 \right) \right]} \quad (2.38)$$

donde:

R_i es la radiación media diaria recibida por el captador por unidad de superficie.

N es número de días del mes en consideración.

V_{min} es la velocidad de capacidad calorífica menor de los fluidos que circulan por el intercambiador en $W/^\circ C$. Suele ser del circuito primario y se calcula como el producto del flujo másico por el calor específico del fluido caloportador, que en el circuito primario normalmente contiene anticongelante.

ε_i es la eficiencia del intercambiador.

Q_a es la energía calorífica mensual.

- Cálculo del parámetro D2: Su significado físico es la relación de la pérdida de energía en el captador para $100^\circ C$ (referencia) frente a la energía necesaria a lo largo de un mes.

$$D2 = \frac{S \cdot F'_R \cdot U_L \cdot (100 - t_a) \cdot \Delta tiempo}{Q_a} \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (2.39)$$

donde:

K_1 es el factor de corrección por almacenamiento. Considerando una capacidad de almacenamiento de 75 litros por m^2 de superficie de captación, este factor puede tomarse igual a la unidad. K_2 es el factor de corrección para A.C.S. que relaciona la temperatura mínima del agua caliente sanitaria, la temperatura del agua de red y la temperatura ambiente media mensual. Se calcula con la ecuación:

$$K_2 = \frac{11.6 + 1.18 \cdot t_{ac} + 3.86 \cdot t_r - 2.32 \cdot t_a}{100 - t_a} \quad (2.40)$$

t_a es la temperatura ambiente media mensual. Se encuentra tabulada en la ilustración 2.58.

2. Base Teórica

Mes	ÁVILA	BURGOS	LEÓN	PALENCIA	SALAMANCA	SEGOVIA	SORIA	VALLADOLID	ZAMORA
ENE	4.00	5.00	5.00	5.00	6.00	4.00	4.00	4.00	6
FEB	5.00	6.00	6.00	7.00	7.00	6.00	6.00	6.00	7
MAR	8.00	9.00	10.00	10.00	10.00	10.00	9.00	9.00	11
ABR	11.00	11.00	12.00	13.00	13.00	12.00	11.00	12.00	13
MAY	14.00	14.00	15.00	16.00	16.00	15.00	14.00	17.00	16
JUN	18.00	18.00	19.00	20.00	20.00	20.00	19.00	21.00	21
JUL	22.00	21.00	22.00	23.00	24.00	24.00	22.00	24.00	24
AGO	22.00	21.00	22.00	23.00	23.00	23.00	22.00	23.00	23
SEP	18.00	18.00	19.00	20.00	20.00	20.00	18.00	18.00	20
OCT	13.00	13.00	14.00	14.00	14.00	14.00	13.00	13.00	15
NOV	8.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	8.00	8.00	10
DIC	5.00	5.00	6.00	6.00	6.00	5.00	5.00	4.00	6

Ilustración 2.58. Temperatura Ambiente Media Mensual^[4]

Δ tiempo es el número de segundos del mes en consideración.

t_{ac} es temperatura mínima del agua caliente sanitaria.

t_r es la temperatura del agua de red.

- Valoración de la cobertura solar mensual.

$$f = 1.029 \cdot D_1 - 0.065 \cdot D_2 - 0.245 \cdot D_1^2 + 0.0018 \cdot D_2^2 + 0.0215 \cdot D_1^3 \quad (2.41)$$

Una vez hallado para cada mes el factor de cobertura mensual, calculamos la energía útil para cada mes, multiplicando la demanda, por el factor de cobertura en cada caso.

- Valoración de la cobertura solar anual: El factor de cobertura anual, quedará de la siguiente forma:

$$FS = \frac{\sum f \cdot Q_a}{\sum Q_a} \quad (2.42)$$

Este factor de cobertura, debe superar el mínimo impuesto por el CTE como vemos en la ilustración 2.59.

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50 – 5.000	30	30	40	50	60
5.000 – 10.000	30	40	50	60	70
> 10.000	30	50	60	70	70

Ilustración 2.59. Contribuciones Mínimas Anuales para ACS de Energía Solar Térmica^[13]

2.7.2.Free-Cooling

El sistema de enfriamiento gratuito o free-cooling, consiste en utilizar el aire exterior en vez de recircular aire de retorno, debido a que tenga unas mejores

características higrotérmicas que el aire retornado. El objetivo de un sistema free-cooling, es reducir la energía necesaria para acondicionar el aire impulsado por los sistemas de acondicionamiento de aire. Las situaciones en las que esto es posible, son más de lo que nos podemos imaginar, pero ocurren sobre todo en épocas de invierno y de entretiempo.

Podemos poner un ejemplo de una estancia en la que pese a estar en invierno y tener pérdidas de calor a través de los cerramientos, la existencia de determinadas máquinas, hace que la carga resultante necesaria sea de refrigeración. Si aprovechamos la energía del aire frío exterior, para refrigerar la estancia, estaremos eliminando los gastos de enfriamiento del aire con la recirculación.

Para poder utilizar de forma correcta un sistema de free-cooling, es necesario que el sistema de climatización sea por aire y que la UTA lleve equipada una serie de compuertas y by-pass que lo permitan. Además de todo esto, es necesario que siempre se cumpla el caudal mínimo de ventilación.

Existen 2 tipos principales de sistemas free-cooling:

- Sistema free-cooling por aire exterior: Este sistema consta de 3 compuertas de aire colocadas de forma que la compuerta del aire de retorno, está en serie con los ventiladores de retorno y de impulsión, y las otras 2 compuertas se encuentran en paralelo. Disponen también de una zona de mezcla entre la corriente de aire recirculado y el exterior, tal y como podemos ver en la ilustración 2.60.

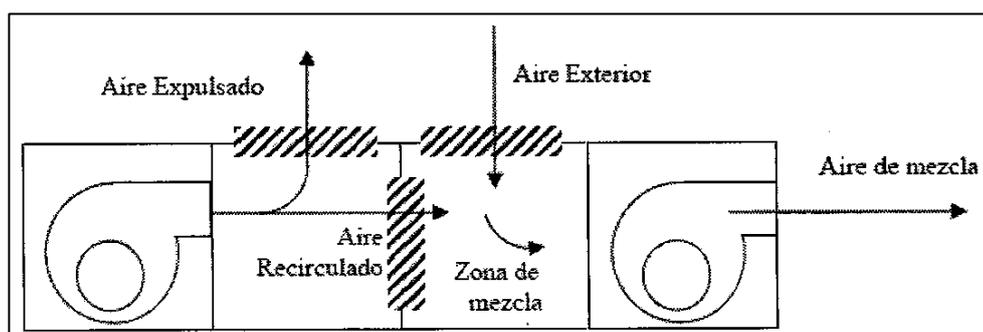


Ilustración 2.60. Esquema de un Sistema Free-Cooling por Aire Exterior^[4]

Las principales ventajas de este sistema, son las siguientes:

- Un gran ahorro para sistemas situado en zonas climáticas suaves.
- Una reducción de las emisiones de CO₂, debido a la reducción de energía primaria necesaria.

2. Base Teórica

- Mejora de la calidad ambiental, ya que de forma general, los caudales de aire exterior, son mayores que obligatorios.

Estos sistemas son realmente importantes hoy en día a la hora de ahorrar energía, de hecho, la normativa actual^[3], obliga a que en instalaciones de refrigeración de potencia nominal mayor de 70 kW, se instale un sistema de free-cooling por aire exterior.

Existen 2 formas principalmente para controlar este sistema free-cooling:

- Enfriamiento con control por entalpía: El proceso consta de 4 pasos:

El sistema de control mide las condiciones higrotérmicas del aire de retorno y del aire exterior, calculando así sus entalpías.

Si la entalpía del aire exterior es mayor que la del aire de recirculación, las compuertas de aire exterior, se cerrarán hasta asegurar, el caudal de aire de renovación.

Si la entalpía del aire exterior es menor que la del aire de recirculación, las compuertas de recirculación quedarán completamente cerradas y las de aire exterior abiertas.

Se mide la temperatura de la mezcla. Si es menor que la de consigna, el sistema regula el grado de apertura, de forma que se igualen ambas temperaturas, apagando a su vez, el equipo de producción de frío. Si la temperatura es mayor que la de consigna, se actúa de igual forma que si la entalpía del aire exterior fuese mayor que la de recirculación.

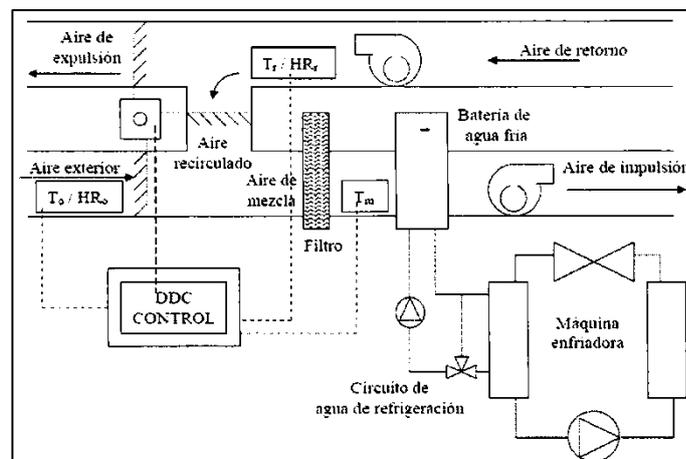


Ilustración 2.61. Esquema de Sistema Free-Cooling con Control por Entalpía^[1]

- Enfriamiento con control por temperatura: El proceso a seguir es el siguiente:

En primer lugar, el sistema de control mide las condiciones de temperatura del aire de retorno y del aire exterior.

Si la temperatura del aire exterior es mayor que la del aire de recirculación, las compuertas de aire exterior, quedarán cerradas hasta su mínima posibilidad, asegurando a su vez, el caudal de aire de renovación.

Si la temperatura del aire exterior es menor que la del aire de recirculación, las compuertas de recirculación quedarán completamente cerradas y las de aire exterior completamente abiertas.

Se mide la temperatura de la mezcla. Si su temperatura es menor que la de consigna, el sistema regula el grado de apertura, de forma que se igualen ambas temperaturas, apagando a su vez, el equipo de producción de frío. Si la temperatura es mayor que la de consigna, se actúa de igual forma que si la entalpía del aire exterior fuese mayor que la de recirculación.

Como se puede observar, el sistema es prácticamente el mismo en ambos casos, salvo porque en el primero se miden temperaturas y humedades. No obstante el precio de estas sondas de temperatura y humedad, es muy superior a unas simples sondas de temperatura. Es por ello, que únicamente será necesario utilizar un control por entalpía en aquellos lugares en los que la humedad sea elevada y sean además zonas cálidas.

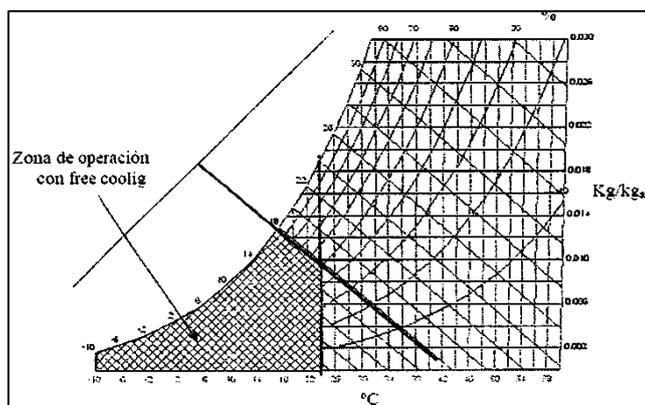


Ilustración 2.62. Zona de Operación con Control por Entalpía^[1]

2. Base Teórica

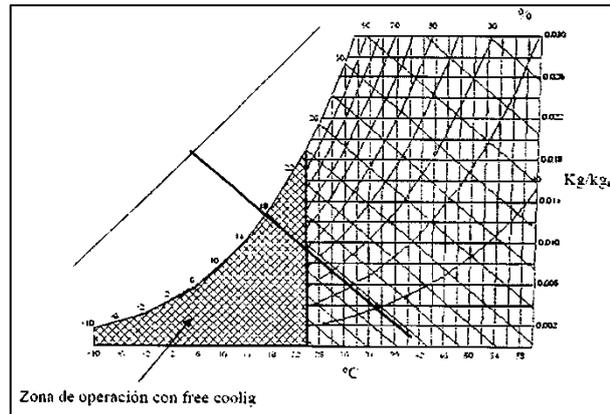


Ilustración 2.63. Zona de Operación con Control por Temperatura^[1]

- Sistema free-cooling por agua: En estas instalaciones, se utiliza el agua proveniente de una torre de refrigeración que se enfría hasta la temperatura de saturación adiabática, siendo enviada a la UTA hasta una batería de frío.

El sistema de funcionamiento, al igual que en los sistemas de enfriamiento por aire exterior es el siguiente:

La temperatura del agua fría a la salida de la torre de refrigeración se compara con el valor de la temperatura de bulbo húmedo del local.

Si la temperatura del agua es menor que el bulbo húmedo, el regulador abre la válvula por completo la válvula y todo el flujo es enviado a la batería de agua.

Si la temperatura del aire de impulsión es menor que la de consigna, el sistema regula el agua que pasa a través de la batería de forma que se alcance la consigna. hasta que no tenga que producir frío.

Así, tenemos 3 zonas de regulación, como se ve en la ilustración 2.64.

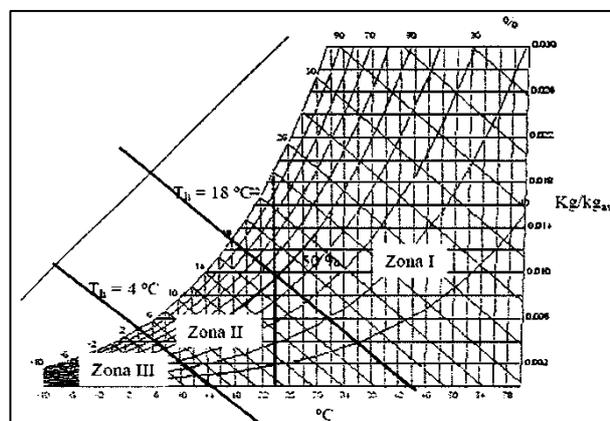


Ilustración 2.64. Zonas de Control en un Proceso de Free-Cooling por Agua^[1]

En general los sistemas de enfriamiento por agua son menos ventajosos por aire, debido a que no consiguen la misma calidad de aire interior, necesitan consumir algo más de energía (en torno a un 20 %^[1]), y el control exhaustivo que deben llevar las torres de enfriamiento, debido a sus problemas con la Legionela. No obstante tienen la ventaja de que no tienen tanta dependencia con las condiciones externas como los sistemas de free-cooling por aire exterior, por lo que estos sistemas serán apropiados en climas con condiciones externas muy cambiantes.

- Sistema combinado free-cooling con recuperación de energía: Estos sistemas son similares a los sistemas por enfriamiento por aire exterior, pero además llevan una unidad recuperadora de energía que mejora las condiciones higrotérmicas del aire exterior.

Para ello se instala un by-pass de aire exterior para que el aire exterior pueda pasar o no por el recuperador. De esta forma, el sistema de regulación, funcionará de forma similar que en un sistema de free-cooling por aire exterior, añadiendo la ventaja de que el sistema puede discriminar si el aire exterior debe pasar por el recuperador, por el by-pass o una mezcla de ambos.

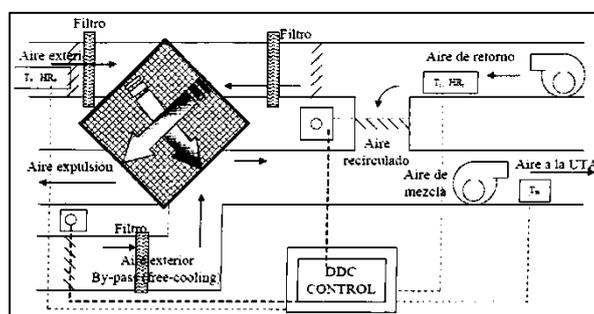


Ilustración 2.65. Sistema Combinado Free-Cooling con Recuperación de Energía^[1]

3. Dimensionado de la Instalación

3. Dimensionado de la Instalación

3.1. Características Generales

El edificio para el cual vamos a realizar la instalación, como habíamos adelantado antes, es una nave industrial, de una sola planta, de altura útil de 2.55 metros y una altura total de 7 metros. Las dimensiones en planta, la cual tendrá una forma rectangular, de la nave será de 42 m x 20 m. La cubierta tendrá una pendiente de un 8% ($\sim 4.6^\circ$). Es por ello que para simplificar los cálculos, supondremos que es totalmente horizontal. El color exterior de la nave es blanco.

La nave estará orientada tal como se observa en la ilustración 3.1.

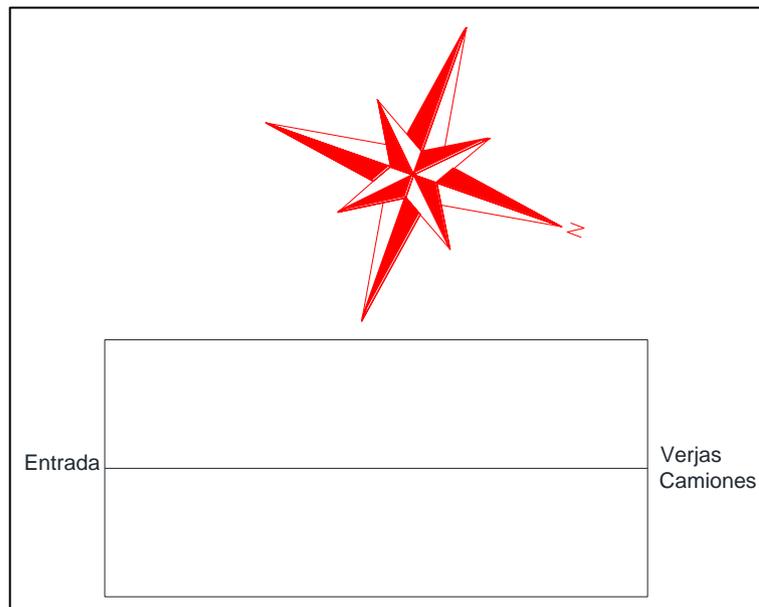


Ilustración 3.1. Orientación Espacial de la Nave Industrial

Como podemos observar las orientaciones de los muros principales de la nave, son prácticamente las direcciones de los ejes cartesianos (con un desfase de 20°), es por ello que denominaremos “Muro Sur” al que está en la entrada de la nave, “Muro Norte” al que se sitúa junto a las verjas de los camiones, y los laterales serán el este y el Oeste, según como indica la ilustración anterior.

La distribución interior de los locales se divide en 3 zonas bien diferenciadas. La primera, es la “Zona Comercial”, donde se encuentran el “Vestíbulo”, la “Sala de Descanso”, el “Despacho de Dirección”, la “Oficina Técnica”, los 2 vestuarios y los 2 baños. La segunda es la “Zona Industrial”, en ella es donde se realiza toda la actividad industrial de la empresa. En ella además se encuentran diversas máquinas de trabajo, a saber, unidades soldadoras, máquinas herramienta, etc. Existe además una tercera zona llamada “Sala de Calibración Eléctrica”, en la cual se efectuarán distintas operaciones de

3. Dimensionado de la Instalación

calibración de herramientas eléctricas y control de piezas, con unas condiciones ambientales perfectamente controladas. Además se dispondrán la “Sala de Mantenimiento” y la “Sala de Máquinas” junto a la “Zona Comercial” y la “Zona Industrial”; estas salas no estarán climatizadas.

Dicha distribución es la que se puede observar en la ilustración 3.2.

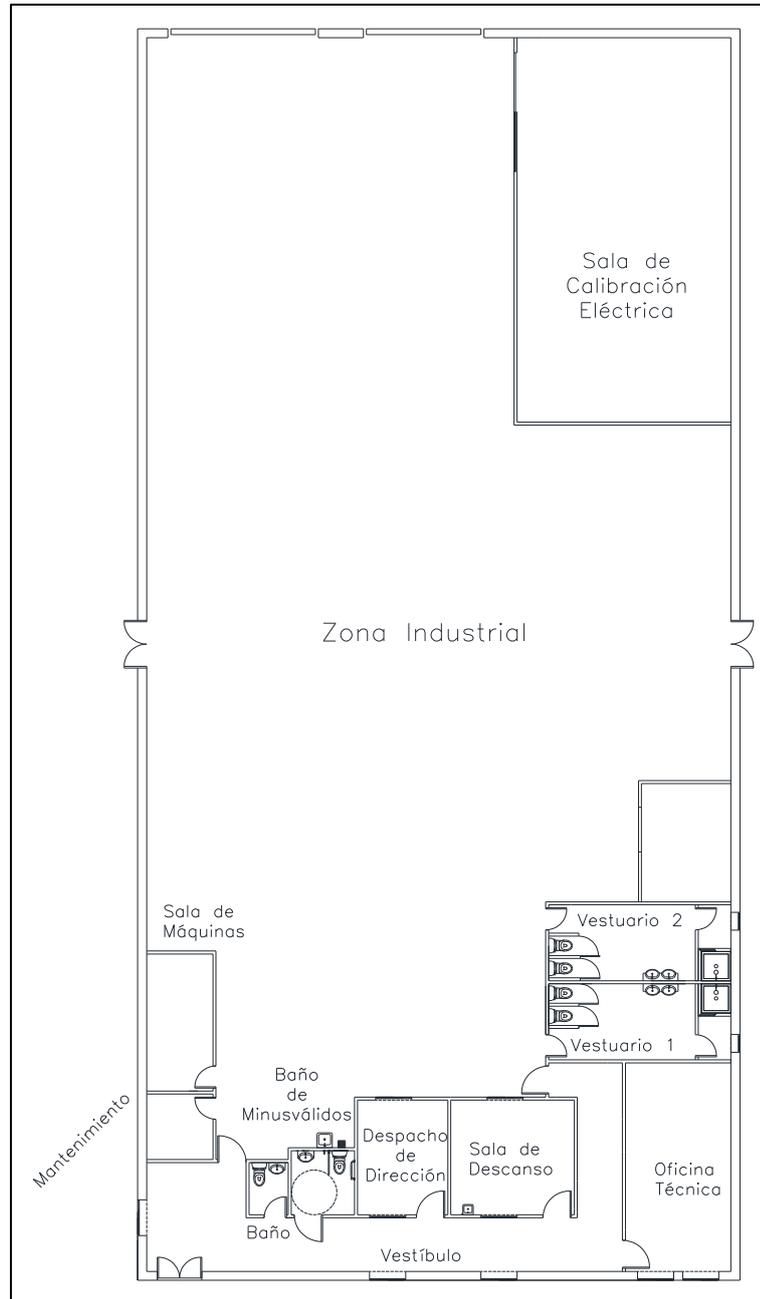


Ilustración 3.2. Distribución de Locales

El plano de planta con las medidas se puede consultar en el ANEXO I.

3. Dimensionado de la Instalación

Las luminarias dispuestas en cada local pueden ser observadas en la tabla 3.1:

Local	Luminaria Escogida	Potencia Unitaria (W)	Número de Luminarias
Zona Industrial	1xCDM350-TPMW315W	341	16
Vestíbulo	TBS462 2x32W	71	2
Vestíbulo	TBS462 1x45W	51	7
Vestíbulo	TBS411 1x20W	24	1
Despacho de Dirección	TBS462 2x73W	158	1
Sala de Descanso	TBS462 2x73W	158	1
Oficina Técnica	TBS462 2x73W	158	2
Almacén Eléctrico	TBS462 2x80W	172	4
Vestuario 1	TBS462 2x32W	71	2
Vestuario 2	TBS462 2x32W	71	2
Baño	1xSLED2000/840	42	1
Baño de Minusválidos	1xSLED3200/840	61	1

Tabla 3.1. Luminarias de cada Local

Todas estas luminarias, son de tipo halógenas y de la marca “PHILLIPS”.

Para el estudio energético que nos concierne, es necesario también conocer todo tipo de maquinaria interna que pueda ser susceptible de generar una carga térmica. Para ello, consideraremos que los ordenadores generarán una carga de 250 Watios, un frigorífico 300 Watios y un microondas 600 Watios. Además el promotor nos informa que el conjunto de toda la maquinaria incluida en la “Zona Industrial” genera una carga media de 10.000 Watios. La distribución de las cargas se puede observar en el capítulo 3.4 de este proyecto.

Por último, hemos de indicar que al ser Valladolid el municipio en el que vamos a realizar la instalación de climatización, no vamos a preocuparnos de regular las cargas latentes, ya que debido al clima en el que se encuentra tiene una humedad relativa no preocupante y las cargas internas que vamos a considerar son muy pequeñas, por lo que, pese a que vamos a definir una humedad relativa media de un 45%, valor típico en los locales que vamos a disponer, podemos afirmar que no va a variar en gran medida, situándose esta siempre entre valores aceptables para esta.

3.2. Limitación de la Demanda Energética

Un aspecto energético muy importante a considerar hoy en día, es saber si la demanda energética del edificio es superior a un valor de referencia ‘límite’, a partir del cual, sería más rentable modificar las características constructivas

3. Dimensionado de la Instalación

del edificio en cuestión, que diseñar un sistema de cualquier tipo que reduzca esta demanda.

Estos aspectos, son recogidos por el CTE en su documento básico de Ahorro de Energía^[12], en el cual se establecen unos valores límite para determinados aspectos constructivos y energéticos de los edificios. Para aplicar esta normativa a nuestro caso, vamos a utilizar un documento reconocido llamado LIDER (Limitación de la Demanda Energética), para garantizar que la demanda energética de nuestro edificio está dentro de unos valores predeterminados aceptables.

En primer lugar será necesario introducir los valores correspondientes a las características térmicas de nuestros materiales de construcción en la base de datos correspondientes. Los datos que vamos a utilizar son los reflejados en el capítulo 3.4. En la ilustración 3.3 podemos observar su introducción.

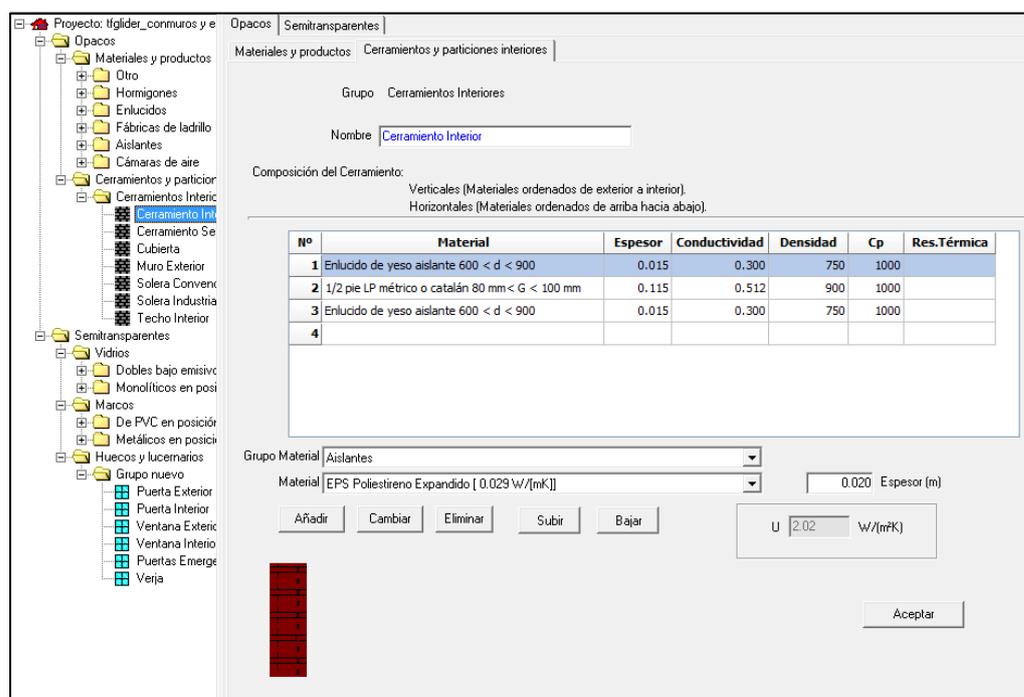


Ilustración 3.3. Introducción de Materiales y Cerramientos en la Base de Datos

Una vez realizado este paso, vamos a dibujar la planta en el gestor 3D de dibujo que tiene la aplicación. Para ello dibujaremos las líneas medias de los cerramientos de la planta de abajo de forma que nos quedarán los locales separados unos de otros, tal como podemos ver en la ilustración 3.4. A esta planta la daremos una altura de 2.55 m (la altura de todos los locales de la planta). Adicionalmente, dibujaremos una planta sobre la anterior sin dividirla en espacios ya que posteriormente será unida al espacio de la “Zona Industrial”.

3. Dimensionado de la Instalación

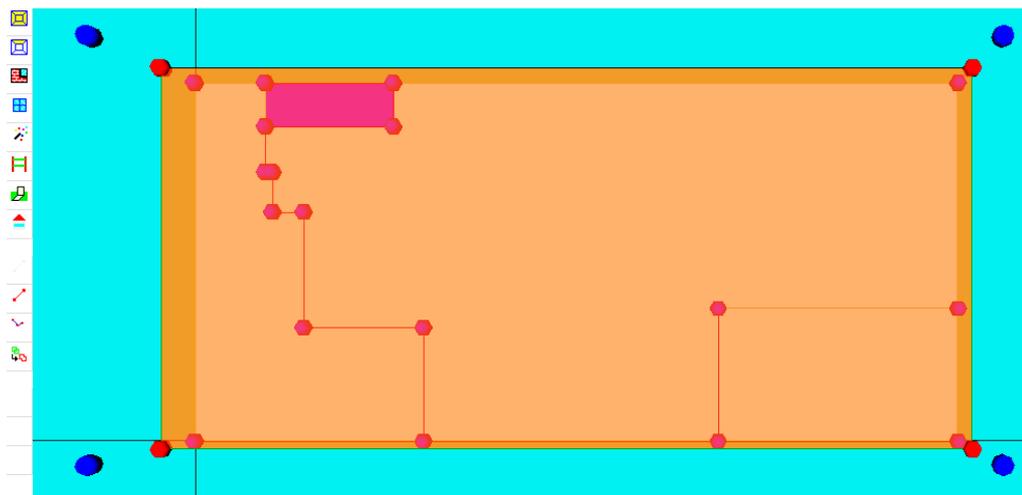


Ilustración 3.4. Introducción de las Plantas y Espacios

El siguiente paso será establecer que el espacio de la zona de máquinas (El espacio oscurecido en la ilustración anterior) es un espacio no acondicionado.

Una vez hecho esto, el siguiente paso es disponer los muros exteriores e interiores que separaran los espacios entre sí y del exterior. A los muros que separan los espacios con el espacio llamado “Zona Industrial”, los impondremos el cerramiento “Muro de Separación de Zonas”, a los que separan la zona comercial de la no acondicionada les impondremos “Muro Interior”. Todos los cerramientos verticales que dan contacto con el cerramiento exterior, les impondremos que sean del tipo “Muro Exterior”.

Si seguimos con los cerramientos horizontales, definiremos los suelos como cerramientos en contacto con el terreno y les impondremos que sean “Solera Convencional” para la “Zona Comercial”, la no acondicionada y la “Sala de Calibración Eléctrica”, mientras que impondremos que sea “Solera Zona Industrial”, al suelo de la “Zona Industrial”. Para los techos interiores seguiremos el mismo procedimiento, solo que los definiremos como ‘Techos a Otro Espacio’, y serán del tipo “Forjado Interior”. Finalmente definiremos la cubierta superior indicando en el programa que sea del tipo “Cubierta”.

En la ilustración 3.5, podemos observar el resultado de la creación de los cerramientos.

3. Dimensionado de la Instalación

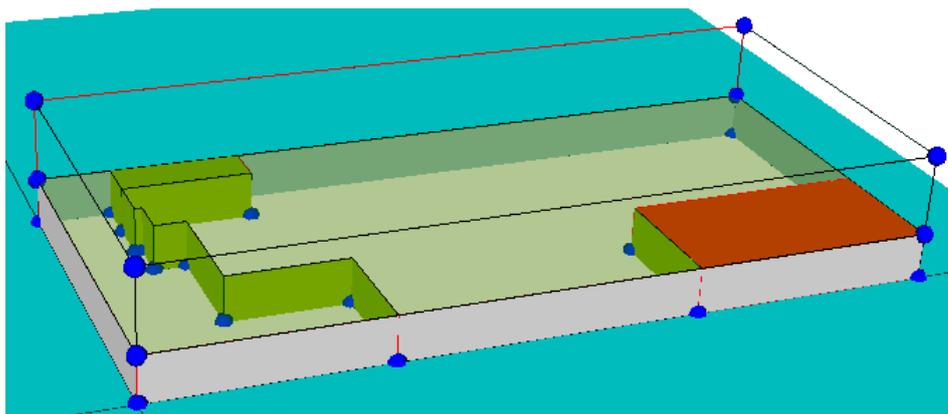


Ilustración 3.5. Creación de los Cerramientos

El próximo paso es unir los espacios correspondientes a las zonas industriales, ya que en realidad son un mismo espacio en 2 'pisos' diferentes.

Por último, antes de realizar el cálculo, es necesario introducir los huecos (ventanas y puertas) que dispone el edificio, tal y como se ve en la ilustración 3.6. Para ello escogeremos cada cerramiento en el que dispongamos la existencia de un hueco, y le colocaremos mediante los cuadros de texto correspondiente, y a su vez le daremos dimensiones, ya que a la hora de definir los huecos, solo se habían dado los materiales y sus características generales (proporción, definición de puerta, etc). Estos huecos se dispondrán tal como aparecen en el ANEXO I.

Un caso particular es la definición de los huecos de la verjas traseras, ya que su altura (4.5 m), es mayor que la de las plantas definidas. Este problema le subsanamos, imponiendo que cada verja se dividirá en 2, una que tendrá una altura de 2.55 metros y otra, coincidente en posición horizontal con la anterior pero situada en el cerramiento superior, que tendrá una altura de 1.95 metros.

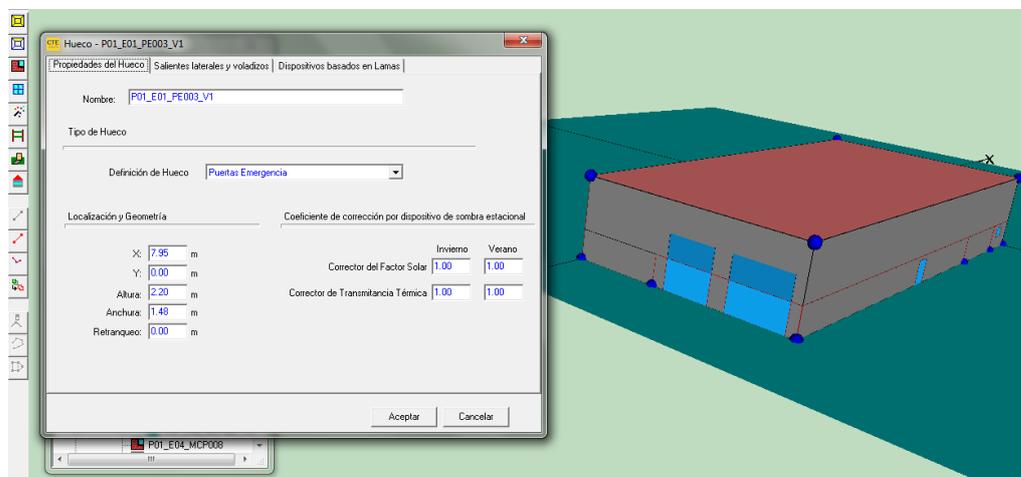


Ilustración 3.6. Definición de Huecos en el Edificio

3. Dimensionado de la Instalación

Una vez hecho todo esto, procedemos a calcular y visualizar los resultados, que podemos ver en la ilustración 3.7

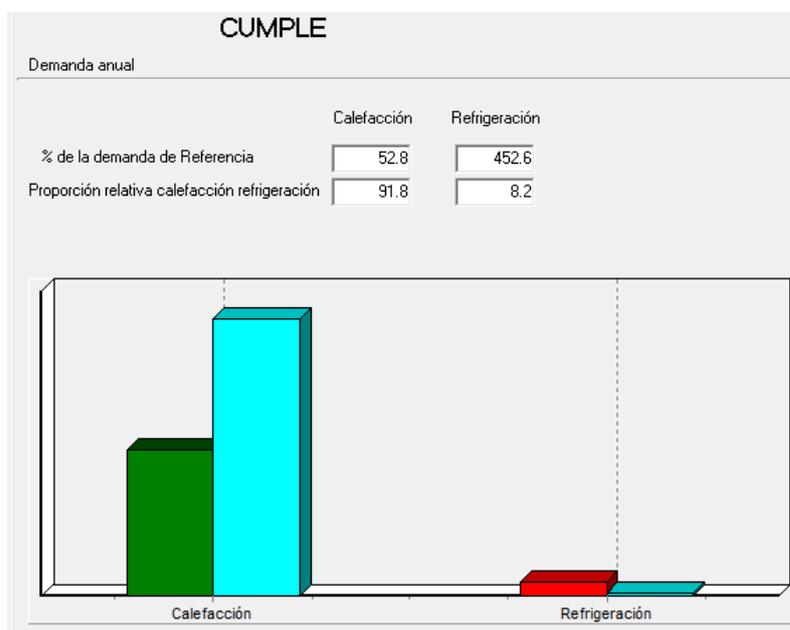


Ilustración 3.7. Resultados del Cálculo

Como podemos observar, el edificio cumple con las exigencias de la normativa actual, pero debemos de fijarnos en los resultados obtenidos. En cuanto a calefacción, vemos que aproximadamente nuestro edificio demandará la mitad de los que nos fija la norma.

No obstante en refrigeración, casi quintuplicamos la demanda máxima permitida por el reglamento y son embargo nos cumple. Esto es debido a que debido a la zona climática en la que estamos (Valladolid D2), el régimen de refrigeración no se considera, debido a que son mucho más críticos los estados de calefacción. Habría que indicar que si hubiésemos estado en otra zona climática (Sevilla por ejemplo), la calificación obtenida habría sido 'No Cumple'.

De todas formas, hay que indicar que la proporción de demanda necesaria por refrigeración es de un 8.2%, mientras que la de calefacción asciende a un 91.2%. Esto nos quiere indicar que la energía que vamos a necesitar, será mucho mayor en calefacción que en refrigeración. A pesar de esta afirmación, como aquí no se consideran las cargas internas que se producen en el edificio, realmente necesitaremos bastante energía para refrigerar, al igual que para calefactar.

Toda la información adicional que pueda ser de interés para un análisis más profundo (análisis por zonas, etc), se puede observar en el documento ANEXO II, obtenido a partir de la presente simulación.

3.3. Calidad del Aire Interior

3.3.1. Confort Térmico

Como es sabido por el lector, un buen ambiente térmico de trabajo, favorece en gran medida la comodidad de los trabajadores de una empresa, y por tanto, la productividad de la misma. Es por ello, que debemos fijar unas condiciones que favorezcan este bienestar tanto a nivel global como local.

Las condiciones que nos fueron impuestas en este proyecto son las siguientes:

- Tª Operativa de la “Zona Comercial” (26°C para verano y 21°C para invierno). Está impuesta por la normativa actual^[7].
- Tª Operativa de la “Sala de Calibración” Eléctrica (20°C). Nos viene impuesta por el promotor, ya que es necesaria esa temperatura para el correcto funcionamiento del aparataje que se utilizará en esta sala.

Como podemos observar, la temperatura de la Zona Industrial, no está fijada, por lo que la calcularemos de forma que el bienestar térmico sea el óptimo.

Incomodidad térmica general

Para ello utilizaremos el método de PMV^[5]. La ecuación principal que rige este método es la siguiente:

$$PMV = [0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028] \cdot \{(M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6.99 \cdot (M - W) - P_a] - 0.42 \cdot [(M - W) - 58.15] - 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - P_a) - 0.0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) - 3.96310^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad (3.1)$$

Sabemos por indicación del promotor que los trabajadores de la Zona Industrial, tienen que llevar las siguientes prendas: Calzoncillos, camisa, mono, calcetines, botas y guantes. Esto hace un total de 0.9 clo según lo establecido en la normativa^[5].

También conocemos que el índice metabólico estimado de los trabajadores es de 1.83 met.

Otros datos de cálculo necesarios son la humedad relativa (45%), la cual imponemos nosotros para un buen bienestar, la velocidad relativa del aire, la cual impondremos 0.3 m/s (velocidad usual en los sistemas de mezcla de aire), y la temperatura radiante media, la cual supondremos que es igual a la operativa y de esta forma, a la del aire. Esta última suposición la hacemos debido al buen aislamiento de nuestro edificio, lo cual verificaremos

posteriormente. Adicionalmente impondremos que el trabajo impuesto al trabajador (W) es 0.

Una vez recabados todos estos datos, mediante un sistema iterativo obtendremos que para una temperatura del aire de 19°C, obtenemos una PMV de -0.011668215, cuyo valor absoluto es menor que 0.2, obteniendo así un porcentaje de insatisfechos inferior muy bajo. Este porcentaje se puede calcular con la siguiente ecuación, la cual también se ha obtenido de la normativa actual^[5]:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2} \quad (3.2)$$

De esta forma, obtenemos un PPD de **5.0028 %**

Incomodidad por corrientes de aire

En este caso, utilizaremos la siguiente ecuación obtenida de la normativa^[5]:

$$DR = (34 - t_{a,l}) \cdot (\bar{v}_{a,l} - 0.05)^{0.62} \cdot (0.37 \cdot \bar{v}_{a,l} \cdot T_u + 3.14) \quad (3.3)$$

Si imponemos un índice de turbulencia del 40% y una velocidad media local del aire de 0.1 m/s, los cuales son valores típicos de nuestro sistema, obtenemos un porcentaje de insatisfechos por corrientes de aire de **9.8870%**.

Incomodidad por diferencia de temperatura vertical del aire

Incomodidad por diferencia de temperatura vertical del aire

En este caso, utilizaremos la siguiente ecuación obtenida de la normativa^[5]:

$$PD = \frac{100}{1 + e^{5.76 - 0.856 \cdot \Delta T}} \quad (3.4)$$

Si imponemos un caso típico de ventilación por mezcla que es una diferencia de temperatura de 2 °C, obtenemos un porcentaje de insatisfechos por diferencia vertical de temperatura del aire de un **1.7158 %**.

Incomodidad por suelo caliente o frío

En este caso, utilizaremos la siguiente ecuación obtenida de la normativa^[5]:

$$PD = 100 - 94 \cdot e^{-1.387 + 0.118 \cdot t_f - 0.0025 \cdot t_f^2} \quad (3.5)$$

Como en nuestro caso tendremos aproximadamente el suelo 2 grados más caliente que al aire (típico de sistemas de difusión por mezcla), es decir 21°, tendremos un porcentaje de insatisfechos por suelo caliente o frío de un **7.0748 %**.

Incomodidad por asimetría radiante

Como hemos dicho antes, nuestro edificio está muy bien aislado, por lo que la temperatura en las paredes, suelos y techos, será bastante aproximada a la temperatura operativa, por lo que no habrá diferencias de temperatura radiante apreciables para tener un porcentaje de insatisfechos significativo.

Conforme a todos estos criterios y según dicta la normativa^[5], tal y como podemos ver en la ilustración 3.8, podemos clasificar el ambiente térmico en 3 categorías.

Categoría	Estado térmico del cuerpo en su conjunto		Incomodidad local			
	PPD %	PMV	DR %	diferencia de temperatura vertical del aire	PD % provocada por suelo caliente o frio	asimetría radiante
A	< 6	$-0.2 < PMV < +0.2$	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	$-0.5 < PMV < +0.5$	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	$-0.7 < PMV < +0.7$	< 30	< 10	< 15	< 10

Ilustración 3.8. Categoría del Ambiente Térmico^[5]

Conforme a esto, podemos afirmar que la categoría del ambiente térmico es de una **A**, ya que cumple todos los requisitos expuestos en la tabla anterior.

3.3.2. Ventilación Interior

Para calcular los caudales de aire de ventilación, y así, obtener una calidad del aire óptima, vamos a seguir en prácticamente su totalidad el procedimiento indicado por la normativa^[13].

El procedimiento es el siguiente:

1. *Estimación de la ocupación esperada y la carga contaminante sensorial causada por los ocupantes teniendo en cuenta a los fumadores, si los hay. Debería considerarse la separación de los fumadores y no fumadores.*

En lo que ha fumadores se refiere no tendremos ninguna diferenciación, ya que todo el espacio es para no fumadores. En cuanto a la ocupación esperada, trabajaremos con los datos máximos de ocupación que nos ha facilitado el promotor del proyecto. La carga sensorial la obtendremos de la ilustración 3.9.

3. Dimensionado de la Instalación

	Carga contaminante sensorial olf/ocupante	Dióxido de carbono l/(h × ocupante)	Monóxido de carbono ^a l/(h × ocupante)	Vapor de agua ^b g/(h × ocupante)
<i>Sedentario, 1 – 1,2 met</i>				
0% de fumadores	1	19		50
20% de fumadores ^c	2	19	11×10^{-3}	50
40% de fumadores ^c	3	19	21×10^{-3}	50
<i>Ejercicio físico</i>				
Bajo nivel, 3 met	4	50		200
Nivel medio, 6 met	10	100		430
Alto nivel (atletas), 10 met	20	170		750
<i>Niños</i>				
Jardín de infancia, 3-6 años, 2,7 met	1,2	18		90
Colegio, 14-16 años, 1-1,2 met	1,3	19		50
^a Procedente de humo de tabaco.				
^b Se aplica a personas cerca de la neutralidad térmica.				
^c Tasa de cigarrillos fumados media 1,2 cigarrillos/h por fumador, tasa de emisión 44 ml CO/cigarrillo.				

Ilustración 3.9. Contaminación sensorial por ocupante^[13]

A partir de esta tabla, dispondremos que la carga sensorial por ocupante será de 1 olf para todos los casos, excepto para los trabajadores de planta, que será de 3 olf/ocupante (no cumple exactamente, pero es mejor aproximación que suponer 1 olf/ocupante debido al ejercicio físico realizado).

De esta forma, obtendremos la carga sensorial debida a las personas que podemos apreciar en la tabla 3.2:

Dependencia	Ocupantes	Carga sensorial (olf)
Vestíbulo	4	4
Baño 1	1	1
Baño 2	1	1
Oficina Técnica	4	4
Despacho de Dirección	2	2
Sala de Descanso	7	7
Vestuario 1	4	4
Vestuario 2	4	4
Sala de Calibración Eléctrica	4	4
Zona Industrial	7	28

Tabla 3.2. Carga Sensorial en los Locales Debida a los Ocupantes

2. Estimación de la carga contaminante sensorial esperada del edificio

Utilizaremos la ilustración 3.10 para estimar la contaminación producida en el edificio.

3. Dimensionado de la Instalación

	Carga contaminante sensorial olf/(m ² de suelo)	
	Media	Intervalo
<i>Edificios existentes</i>		
Oficinas ^a	0,3 ^d	0,02–0,95
Oficinas ^b	0,6 ^c	0–3
Colegios (aulas) ^a	0,3	0,12–0,54
Jardines de infancia ^a	0,4	0,20–0,74
Salones de actos ^a	0,3 ^d	0,13–1,32
<i>Nuevos edificios (sin humo de tabaco)</i>		
Edificios poco contaminantes (véase el anexo G)	0,1	
Edificios no poco contaminantes	0,2	
^a Datos basados en más de 40 edificios mecánicamente ventilados en Dinamarca. ^b Datos basados en el Proyecto de Auditoría Europeo para Optimizar la Calidad del Aire Interior y el Consumo de Energía en Edificios de Oficinas, 1992-1995 [3]. ^c Incluye carga causada por el humo de tabaco presente y previo. ^d Incluye carga causada por el humo de tabaco previo. NOTA Normalmente está disponible poca información de la carga contaminante procedente de muchos materiales utilizados en la práctica. De todos modos, es esencial tratar de minimizar la carga contaminante del edificio. El trabajo para proporcionar información sobre y de la reducción de la carga contaminante de los materiales está en progreso. El anexo G ofrece algunas directrices para edificios poco contaminantes.		

Ilustración 3.10.Contaminación sensorial por superficie^[13]

Conforme a lo que dice esta tabla, impondremos una carga de 0.1 olf/m² para todas las dependencias, tal y como explica la normativa vigente, debido a la contaminación producida por los materiales de los que está hecho.

De esta forma, obtendremos la carga sensorial debida al edificio, que vemos en la tabla 3.3.

Dependencia	Superficie	Carga sensorial (olf)
Vestíbulo	47.99	4.799
Baño 1	2.59	0.259
Baño 2	4.95	0.495
Oficina Técnica	26.64	2.664
Despacho de Dirección	12.24	1.224
Sala de Descanso	16.59	1.659
Vestuario 1	16.56	1.656
Vestuario 2	16.56	1.656
Sala de Calibración Eléctrica	95.63	9.563
Zona Industrial	564.94	56.494

Tabla 3.3. Carga Sensorial en los Locales Debida al edificio

3. Cálculo de la carga contaminante sensorial total por la suma de los valores de 1) y 2).

El resultado se puede ver en la tabla 3.4.

Dependencia	Carga sensorial (olf)
Vestíbulo	8.799
Baño 1	1.259

3. Dimensionado de la Instalación

Baño 2	1.495
Oficina Técnica	6.664
Despacho de Dirección	3.224
Sala de Descanso	8.659
Vestuario 1	5.656
Vestuario 2	5.656
Sala de Calibración Eléctrica	13.563
Zona Industrial	84.494

Tabla 3.4. Carga Sensorial en los Locales Total

4. Selección de la calidad del aire interior deseada a partir de la tabla específica para ello.

Para ello, acudiremos a la ilustración 3.11, extraída de la normativa que antes citamos para tal caso.

Categoría	Calidad del aire percibida		Tasa de ventilación requerida ¹⁾ l/s x of
	Insatisfechos %	dp	
A	15	1,0	10
B	20	1,4	7
C	30	2,5	4

1) Las tasas de ventilación dadas son ejemplos que se refieren exclusivamente a la calidad del aire percibida. Aplican sólo a aire exterior limpio y para una efectividad de ventilación de uno.

Ilustración 3.11. Clasificación de la Calidad del Aire interior según CTE^[12]

Como hemos dicho antes, vamos a intentar obtener la mayor calidad del aire interior posible, por lo que optamos por tomar la categoría A, es decir, que en el interior de cada dependencia, no deberá haber un nivel de contaminación mayor que 1 decipol. No obstante, el R.I.T.E., nos indica que son otros valores los que hemos de seguir, los cuales podemos ver en la ilustración 3.12.

Categoría	dp
IDA 1	0,8
IDA 2	1,2
IDA 3	2,0
IDA 4	3,0

Ilustración 3.12. Clasificación de la Calidad del Aire interior según R.I.T.E.^[3]

5. Estimación de la calidad del aire exterior y la efectividad de ventilación.

Para estimar la calidad del aire exterior, nos basaremos en la información de la norma UNE 7730, la cual podemos ver en la ilustración 3.13.

3. Dimensionado de la Instalación

	Calidad del aire percibida dp	Contaminantes del aire				
		Dióxido de carbono mg/m^3	Monóxido de carbono mg/m^3	Dióxido de nitrógeno $\mu g/m^3$	Dióxido de azufre $\mu g/m^3$	Partículas $\mu g/m^3$
Excelente	0	680	0 – 0,2	2	1	< 30
En poblaciones, buena calidad del aire	< 0,1	700	1 – 2	5 – 20	5 – 20	40 – 70
En poblaciones, calidad del aire pobre	> 0,5	700 – 800	4 – 6	50 – 80	50 – 100	> 100

NOTA No hay relación directa entre la calidad del aire percibida y los contaminantes enumerados en esta tabla. Los valores para la calidad del aire percibida son valores medios diarios típicos. Los valores para los cuatro contaminantes del aire son concentraciones medias anuales.

Ilustración 3.13. Calidad del Aire Exterior

A partir de esta tabla, dispondremos que en la zona donde se sitúa nuestra nave industrial, al no encuadrarse en ninguna de las categorías anteriores, impondremos una calidad de 0.3 decipols.

Esto lo hemos decidido, debido a que Valladolid, ciudad en la cual se dispone esta nave, no es una ciudad muy contaminante hablando en términos generales, pero al estar en una zona industrial, tendrá unos niveles de polución mayores, pero no tanto como para decir que la calidad del aire es pobre.

Para escoger la tasa de ventilación utilizamos la norma UNE 7730 cuya información podemos ver en la ilustración 3.14.

Ventilación de mezcla		Ventilación de mezcla		Ventilación de desplazamiento	
Diferencia de temperatura entre el aire de suministro y el aire en la zona de respiración $t_s - t_i$ °C	Efectividad de ventilación	Diferencia de temperatura entre el aire de suministro y el aire en la zona de respiración $t_s - t_i$ °C	Efectividad de ventilación	Diferencia de temperatura entre el aire de suministro y el aire en la zona de respiración $t_s - t_i$ °C	Efectividad de ventilación
< 0	0,9 – 1,0	< -5	0,9	< 0	1,2 – 1,4
0 – 2	0,9	-5 – 0	0,9 – 1,0	0 – 2	0,7 – 0,9
2 – 5	0,8	> 0	1,0	> 2	0,2 – 0,7
> 5	0,4 – 0,7				

Ilustración 3.14. Tipos de Ventilación y Efectividad^[13]

Nuestro sistema de difusión, será similar al del tipo 2, es decir, impulsión desde arriba y extracción por abajo, en un sistema de difusión por mezcla.

De esta forma, y escogiendo el caso más desfavorable, impondremos una eficacia de la ventilación de 0.9 (90 %).

6. Cálculo de la tasa de ventilación requerida a partir de la ecuación.

Para el cálculo del caudal de ventilación en cada caso, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$Q(l/s) = 10 \cdot \frac{G(olf)}{C_i(dp) - C_e(dp)} \cdot \frac{1}{\varepsilon_v} \quad (3.6)$$

Dónde:

Q es el caudal de aire de ventilación necesario.

G es la carga sensorial provocada por los ocupantes y el edificio.

C_i es la calidad del aire percibida permitida en el edificio.

C_e es la calidad del aire percibida del exterior.

ε_v es la eficacia de la ventilación.

No obstante, para el cálculo del caudal en los baños, nos guiaremos por lo que dice el CTE. De esta forma, tendrán un caudal de 15 l/s cada uno^[12].

De esta forma, obtenemos los siguientes caudales de ventilación para cada estancia, que vemos en la tabla 3.5.

Dependencia	Caudal de Ventilación (l/s)	Caudal de Ventilación (m ³ /h)
Vestíbulo	195.53	703.92
Baño 1	15	54
Baño Minusválidos	15	54
Oficina Técnica	148.09	533.12
Despacho de Dirección	71.64	257.92
Sala de Descanso	192.42	692.72
Vestuario 1	125.69	452.48
Vestuario 2	125.69	452.48
Sala de Calibración Eléctrica	301.40	1085.04
Zona Industrial	1877.64	6759.52

Tabla 3.5. Caudales de Ventilación en cada Local

3.4. Cálculo de la Demanda Térmica

Para el cálculo de la demanda térmica y a su vez de la carga térmica, hemos optado por utilizar software informático debido a la complejidad de los cálculos, sobre todo para calcular la demanda en régimen de verano.

El software elegido es DPCLima, el cual está creado por la Universidad Politécnica de Valencia.

3. Dimensionado de la Instalación

Para comenzar, al igual que en el caso del cálculo de la limitación de la demanda energética, hemos de definir las características geométricas de todas las dependencias y de sus materiales constructivos.

Definición de Cerramientos:

Los materiales utilizados son los que se observan en la tabla 3.6. Estos valores han sido obtenidos a partir del prontuario de materiales del CTE, publicado en su página WEB.

Material	Conductividad Térmica (W/m·K)	Calor Específico (J/Kg·K)	Densidad (Kg/m ³)	Resistencia Térmica (m ² ·K/W)
Enfoscado de Cemento	1.4	879	2000	-
Enlucido de yeso aislante (600 < d < 900)	0.3	879	800	-
½ Pie de Ladrillo Perforado Métrico (80 mm < G < 100 mm)	0.512	1000	900	-
Tabique de Ladrillo Hueco Sencillo de Gran Formato (40 mm < E < 60 mm)	0.228	1000	670	-
Cámara de Aire Vertical sin Ventilar (1 cm)	-	1000*	1.15*	0.15
EPS Poliestireno Expandido	0.029	1000	30	-
XPS Expandido con CO ₂	0.034	1000	38	-
Hormigón en Masa (2000 < d < 2300)	1.65	1000	2150	-
Panel Sándwich Cubierta *2	0.019	616	222	-

3. Dimensionado de la Instalación

Panel Forjado Interior *2	0.063	803	424	-
---------------------------	-------	-----	-----	---

Tabla 3.6. Materiales de los Cerramientos

*1 Valores medios para temperaturas habituales de trabajo

*2 Valores obtenidos del fabricante.

Los cerramientos Utilizados son los que vemos en las tablas 3.7, 3.8, 3.9, 3.10, 3.11, 3.12 y 3.13.

Muro Exterior	
Capa	Espesor (mm)
Enfoscado de Cemento	15
½ Pie de Ladrillo Perforado Métrico (80 mm < G < 100 mm)	115
EPS Poliestireno Expandido	30
Cámara de Aire Vertical sin Ventilar (1 cm)	10
½ Pie de Ladrillo Perforado Métrico (80 mm < G < 100 mm)	115
Enlucido de Yeso (1000<d<1300)	15

Tabla 3.7. Composición del Cerramiento 'Muro Exterior'

Muro Interior	
Capa	Espesor (mm)
Enlucido de yeso aislante (600 < d < 900)	15
½ Pie de Ladrillo Perforado Métrico (80 mm < G < 100 mm)	115
Enlucido de yeso aislante (600 < d < 900)	15

Tabla 3.8. Composición del Cerramiento 'Muro Interior'

Muro de Separación de Zonas	
Capa	Espesor (mm)
Enlucido de yeso aislante (600 < d < 900)	15
Tabique de Ladrillo Hueco Sencillo de Gran Formato (40 mm < E < 60 mm)	60
XPS Expandido con CO2	20
Tabique de Ladrillo Hueco Sencillo de Gran Formato (40 mm < E < 60 mm)	60
Enlucido de yeso aislante (600 < d < 900)	15

Tabla 3.9. Composición del Cerramiento 'Muro de Separación de Zonas'

Solera Convencional	
Capa	Espesor (mm)
EPS Poliestireno Expandido	20
Hormigón en Masa (2000 < d < 2300)	100

Tabla 3.10. Composición del Cerramiento 'Solera Convencional'

Solera Zona Industrial	
Capa	Espesor (mm)
EPS Poliestireno Expandido	20
Hormigón en Masa (2000 < d < 2300)	160

Tabla 3.11. Composición del Cerramiento 'Solera Zona Industrial'

3. Dimensionado de la Instalación

Cubierta	
Capa	Espesor (mm)
Panel Sándwich Cubierta	50

Tabla 3.12. Composición del Cerramiento 'Cubierta'

Forjado Interior	
Capa	Espesor (mm)
Panel Forjado Interior	76

Tabla 3.13. Composición del Cerramiento 'Forjado Interior'

Además, con el objetivo de reducir las pérdidas de calor por el terreno, se instalará en la solera un aislamiento perimetral de $D = 0.6$ m y $R_a = 2$ W/m^2K .

De esta forma, el coeficiente global de transmisión de cada uno de los muros es el que vemos en la tabla 3.14.

Cerramiento	U (W/m^2K)
Muro Exterior	0.54
Muro Interior	2.02
Muro de Separación de Zonas	0.78
Solera Convencional	1.19
Solera Industrial	1.14
Cubierta	0.36
Forjado Interior	0.73

Tabla 3.14. Coeficientes Globales de Transmisión de los Cerramientos

*Se han añadido las resistencias por convección que aparecen en el CTE^[12]

Definición de Huecos:

Los materiales que utilizaremos para las puertas y huecos son los que observamos en las tablas 3.15, 3.16 y 3.17 y la composición y tamaño de cada uno de ellos es la que se puede ver en las tablas 3.18 y 3.19 respectivamente. Los datos se han obtenido de catálogos comerciales de los fabricantes.

Cristal	Coeficiente de Transmisión (W/m^2K)	Factor Solar
Cristal Doble Climalit/Eko 6/12/6	1.8	0.71
Cristal Doble Climalit/Eko 6/12/6 V2	1.8	0.71
Simple	5.8	0.86

Tabla 3.15. Propiedades de los Cristales de los Huecos

Carpintería Ventanas	Color	SC
Carpintería de PVC con Rotura de Puente Térmico	Claro	0.11

Tabla 3.16. Propiedades de la Carpintería de los Huecos

3. Dimensionado de la Instalación

Carpintería Puertas	Coefficiente de Transmisión (W/m ² K)	Color
Carpintería Metálica	6	Medio
Carpintería Metálica aislada	4.76	Claro
Verja Metálica	10	Claro

Tabla 3.17. propiedades de Carpintería de las Puertas

Puertas	Cristal	Tamaño Cristal (mm)	Carpintería	Tamaño Carpintería (mm)	Coefficiente de Transmisión (W/m ² K)
Puerta Exterior	Cristal Doble Climalit/Eko 6/12/6	80x100	Carpintería Metálica	200x148	4.86
Puerta Interior	Simple	60x60	Carpintería Metálica Aislada	200x90	4.97
Puerta Vestuarios - Mantenimiento	Simple	0x0	Carpintería Metálica Aislada	200x70	4.76
Puerta Emergencia	Simple	0x0	Carpintería Metálica	220x148	6
Puerta Camiones 1	Simple	0x0	Verja Metálica	450x400	10
Puerta Camiones 2	Simple	0x0	Verja Metálica	450x500	10
Puerta Sala Eléctrica	Simple	0x0	Carpintería Metálica Aislada	200x200	4.76

Tabla 3.18. Composición de las Puertas

Dependencia	Muro	Cristal	Tamaño	Nº de Huecos
Vestíbulo	Muro Sur	Cristal Doble Climalit/Eko 6/12/6	120x100	2
	Muro Oeste	Cristal Doble Climalit/Eko 6/12/6	120x100	1
Oficina Técnica	Muro Sur	Cristal Doble Climalit/Eko 6/12/6	120x100	2
Sala de Descanso	Muro Contacto Zona Industrial	Simple	120x100	1
Despacho de Dirección	Muro Contacto Zona Industrial	Simple	120x100	1
Vestuario 1	Muro Este	Cristal Doble Climalit/Eko	60x40	1

3. Dimensionado de la Instalación

		6/12/6 V2		
Vestuario 2	Muro Este	Cristal Doble Climalit/Eko 6/12/6 V2	60x40	1

Tabla 3.19. Composición de los Huecos

Las puertas que se dispondrán, tal como se puede observar en el plano ANEXO 1, se pueden ver en la tabla 3.20.

Dependencia	Muro	Puerta	Nº de Puertas
Vestíbulo	Muro Contacto Zona Industrial	Puerta Interior	2
	Muro Sur	Puerta Exterior	1
Vestuario 1	Muro Contacto Zona Industrial	Puerta Vestuarios	1
Vestuario 2	Muro Contacto Zona Industrial	Puerta Vestuarios	1
Sala de Calibración Eléctrica	Muro Contacto Zona Industrial	Puerta Sala Eléctrica	1
Zona Industrial	Muro Oeste	Puerta Emergencia	1
	Muro Este	Puerta Emergencia	1
	Muro Norte	Puerta Camiones 1	1
		Puerta Camiones 2	1
	Muro Local no Acondicionado	Puerta Mantenimiento	2

Tabla 3.20. Disposición de las Puertas

*Todas las puertas en muros en contacto con 'Zona Industrial', también se situarán en esta.

Las características geométricas de la planta, las cuales se reflejan en el plano ANEXO 1 se pueden ver en la tabla 3.21.

Dependencia	Área (m ²)
Vestíbulo	47.9875
Despacho de Dirección	12.24
Oficina Técnica	26.64
Sala de Descanso	16.59
Baño	2.59
Baño de Minusválidos	4.95
Vestuario 1	16.5625

3. Dimensionado de la Instalación

Vestuario 2	16.5625
Sala de Calibración Eléctrica	95.63
Zona Industrial	581.7375

Tabla 3.21. Superficie de la Planta de cada Local

La altura de todas las dependencias será de 2.55 m, excepto para la zona industrial. En este caso, al tener unas características geométricas especiales, ponderaremos todo el volumen de la zona Industrial (5096.221 m³) entre el área disponible para la zona industrial. De esta forma obtendremos una altura ponderada de 9.02 m, pese a que no sea la altura máxima del edificio. Esto no es un problema ya que como hemos dicho, el volumen se conserva, y utilizaremos este dato para calcular el número de renovaciones de aire posteriores.

El siguiente paso será disponer que cerramientos (con transferencia de calor), se disponen en cada sala y sus respectivos huecos (puertas y ventanas). Tal como se puede ver en el plano 1 son los que aparecen en la tabla 3.22 y 3.23.

Dependencia	Muro	Área Total (m ²)	Área Efectiva (m ²)
Vestíbulo	Muro Sur	40.8	35.44
	Muro Oeste	9.817	8.617
	Muro Contacto Zona Industrial	16.19	12.59
	Muro Local no Acondicionado	6.12	6.12
Despacho de Dirección	Muro Contacto Zona Industrial	12.24	11.04
Oficina Técnica	Muro Sur	9.435	7.035
	Muro Este	18.36	18.36
Sala de Descanso	Muro Contacto Zona Industrial	8.287	7.087
Baño	Muro Contacto Zona Industrial	3.57	3.57
Baño de Minusválidos	Muro Contacto Zona Industrial	6.63	6.63
Vestuario 1	Muro Este	6.757	6.517
Vestuario 2	Muro Este	6.757	6.517
	Muro Contacto Zona Industrial	15.04	13.64
Sala de Calibración Eléctrica	Muro Norte	18.62	18.62
	Muro Este	33.40	33.40
	Muro Contacto Zona Industrial	52.02	48.02
Zona Industrial	Muro Sur	48.28	48.28
	Muro Este	260.03	256.77

3. Dimensionado de la Instalación

	Muro Norte	119.29	78.79
	Muro Oeste	264.23	260.97
	Muro Contacto Zona Industrial	118.19	107.79
	Muro Local no Acondicionado	23.97	21.19

Tabla 3.22. Cerramientos Verticales y sus Dimensiones

Dependencia	Techo/Suelo	Área Total (m ²)
Vestíbulo	Solera Convencional	47.9875
	Forjado Interior	47.9875
Despacho de Dirección	Solera Convencional	12.24
	Forjado Interior	12.24
Oficina Técnica	Solera Convencional	26.64
	Forjado Interior	26.64
Sala de Descanso	Solera Convencional	16.59
	Forjado Interior	16.59
Baño	Solera Convencional	2.59
	Forjado Interior	2.59
Baño de Minusválidos	Solera Convencional	4.95
	Forjado Interior	4.95
Vestuario 1	Solera Convencional	16.5625
	Forjado Interior	16.5625
Vestuario 2	Solera Convencional	16.5625
	Forjado Interior	16.5625
Sala de Calibración Eléctrica	Solera Convencional	95.63
	Forjado Interior	95.63
Zona Industrial	Solera Industrial	564.94
	Forjado Interior	239.75
	Forjado Interior a Local no Acondicionado	16.80
	Cubierta	821.49

Tabla 3.23. Cerramientos Horizontales y sus Dimensiones

Una vez definidas las fuentes de transmisión de calor por conducción, deberemos disponer las cargas internas y de iluminación que haya en cada una de las dependencias. Dichos datos, nos han sido entregados por el promotor de la obra. Las cargas interiores son las que vemos en las tablas 3.24 y 3.25, tanto para verano como para invierno, debido a la total seguridad de que se van a obtener en nuestro caso.

Dependencia	Maquinaria / Aparato	Calor Sensible (W)
Zona Industrial	Maquinaria de Trabajo de la Nave	10000
Vestíbulo	1 Ordenador	250
Oficina Técnica	4 Ordenadores	1000

3. Dimensionado de la Instalación

Despacho de Dirección	1 Ordenador	250
Sala de Descanso	1 Microondas y 1 Frigorífico	900

Tabla 3.24. Cargas Internas por Maquinaria

Dependencia	Tipo de Luminaria	Potencia Instalada (W)
Zona Industrial	Halógena	6301
Vestíbulo	Halógena	523
Oficina Técnica	Halógena	316
Despacho de Dirección	Halógena	158
Sala de Descanso	Halógena	158
Baño	Halógena	42
Baño de Minusválidos	Halógena	61
Vestuario 1	Halógena	142
Vestuario 2	Halógena	142
Sala de Calibración Eléctrica	Halógena	688

Tabla 3.25. Cargas Internas por Iluminación

Además, no debemos olvidar que las personas que estén en las dependencias, también emiten calor, ya sea sensible o latente. Para ello, podemos estimar este calor mediante la actividad metabólica que se desarrolla en cada una de las dependencias mediante las aproximaciones que vemos en la tabla 3.26.

Tipo de Trabajo	Índice Metabólico (met)
Sentado en Reposo	0.89
Sentado con Trabajo muy Ligero	1.08
Sentado con Trabajo Ligero	1.25
De Pie con Trabajo muy Ligero	1.43
De Pie con Trabajo Ligero	1.83

Tabla 3.26 Índices Metabólicos según Tipo de Actividad

Con estas consideraciones, podemos obtener el calor que se va a emitir en cada dependencia, describiéndolo en función de la actividad que se va a realizar y del número de personas que hay en cada una, tal como vemos en la tabla 3.27.

Dependencia	Tipo de Trabajo	Nº de Personas
Zona Industrial	De Pie con Trabajo Ligero	7
Vestíbulo	Sentado con Trabajo muy Ligero	4
Oficina Técnica	Sentado con Trabajo muy Ligero	4
Despacho de Dirección	Sentado con Trabajo muy Ligero	2
Sala de Descanso	Sentado en Reposo	7
Baño	Sentado en Reposo	1

3. Dimensionado de la Instalación

Baño de Minusválidos	Sentado en Reposo	1
Vestuario 1	Sentado en Reposo	4
Vestuario 2	Sentado en Reposo	4
Sala de Calibración Eléctrica	Sentado con Trabajo muy Ligero	4

Tabla 3.27. Cargas Internas emitidas por Personas

No obstante, todos estos valores de ocupación, cargas internas e iluminación, no están constantemente a un 100%. Para solucionarlo, hemos definido unos patrones para cada tipo de estancia, los cuales podemos observar en las ilustraciones 3.15, 3.16, 3.17 y 3.18.

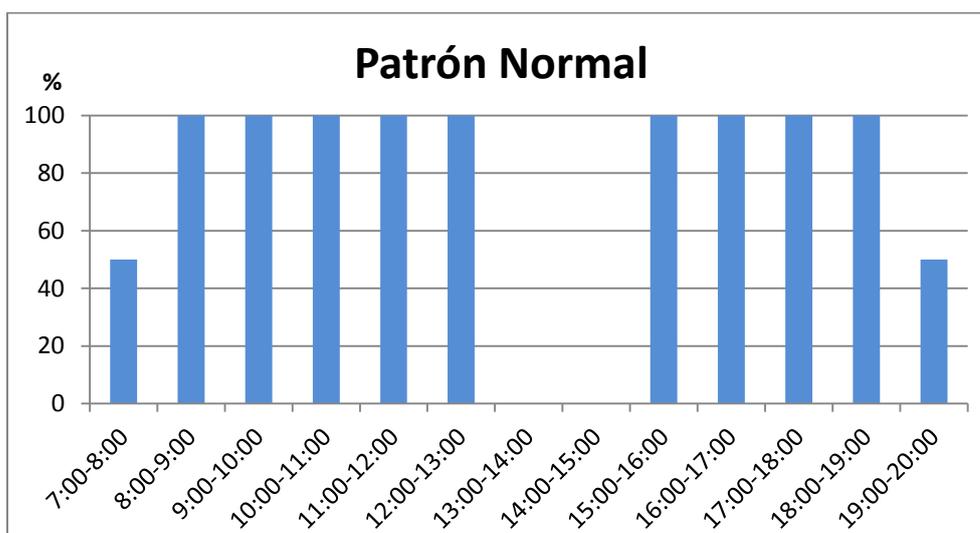


Ilustración 3.15. Patrón para los locales en los cuales no se especifique otra cosa

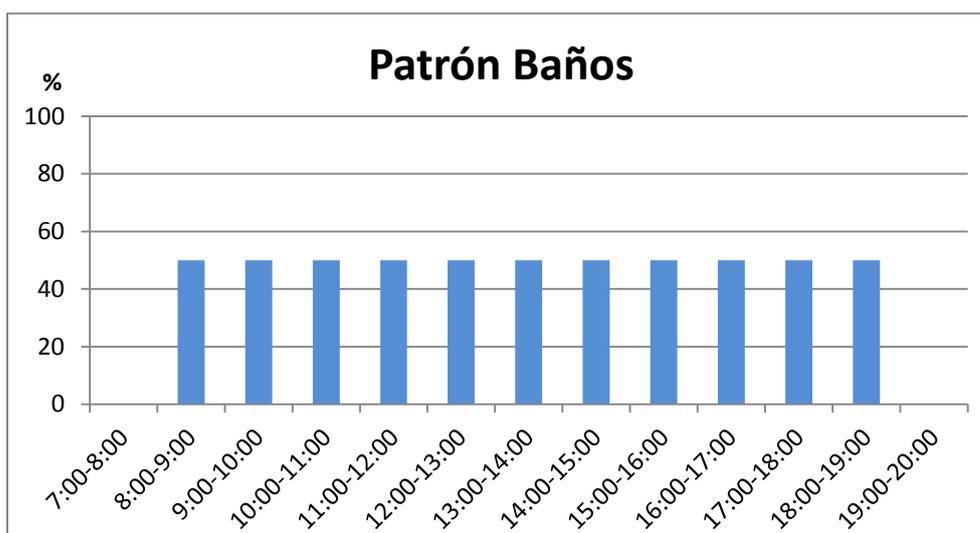


Ilustración 3.16. Patrón para los Baños

3. Dimensionado de la Instalación

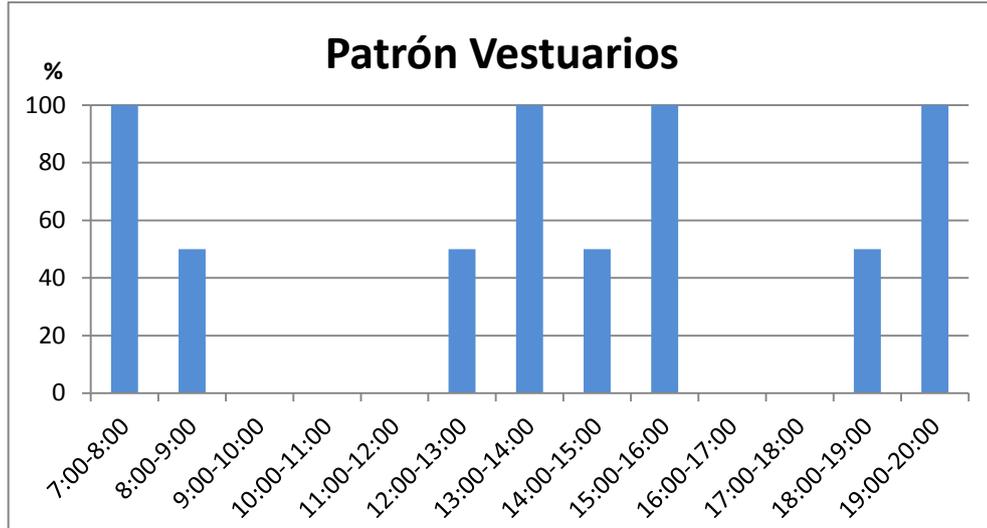


Ilustración 3.17. Patrón para los Vestuarios



Ilustración 3.18. Patrón para la Sala de Descanso

Los patrones escogidos para cada estancia se pueden ver en la tabla 3.28:

Dependencia	Patrón
Zona Industrial	Normal
Vestíbulo	Normal
Oficina Técnica	Normal
Despacho de Dirección	Normal
Sala de Descanso	Sala de Descanso
Baño	Baños
Baño de Minusválidos	Baños
Vestuario 1	Vestuarios
Vestuario 2	Vestuarios
Sala de Calibración Eléctrica	Normal

Tabla 3.28. Patrones de Ocupamiento y Utilización en los Locales

3. Dimensionado de la Instalación

Las cargas impuestas de ocupación, iluminación e internas, en un principio solo deberían imponerse en régimen de verano, ya que en el caso del invierno podrían ‘ayudar’ a reducir la demanda, de forma que la instalación quedaría subdimensionada. No obstante, hemos optado por imponerlas también en invierno debido a que tenemos total certeza de que van a estar siempre en funcionamiento y además, debido a las peculiaridades geométricas de nuestra nave, en muchos casos van a ayudar a que no quede subdimensionada, al contrario de como se esperaba que fuese, sobre todo en los locales interiores.

Además de introducir todos estos datos constructivos del edificio a calcular, hemos de imponer unas condiciones exteriores. Para ello utilizaremos los datos que nos proporciona la Norma UNE 100001:2001^[2]. De esta forma, obtendremos los datos de las condiciones exteriores que aparecen en las tablas 3.29, 3.30 y 3.31.

Ciudad	Altitud (m)	Latitud (°)
Valladolid	715	41.6

Tabla 3.29. Disposición Geográfica de la Ciudad de Valladolid

Condiciones Verano					
Ts,ext,max (°C)	Hr.coinc. (%)	T,ext,coinc (°C)	OMD	OMA	Nivel Percentil (%)
33.2	27	19.10	15.2	38.8	0.4

Tabla 3.30. Condiciones Climatológicas de Verano

Condiciones Invierno					
Ts,ext (°C)	Hr.coinc. (%)	T,ext,coinc (°C)	OMD	Temp, Terreno inv, (°C)	Nivel Percentil (%)
-5.6	85	-6.19	7.6	6	99.6

Tabla 3.31. Condiciones Climatológicas de Invierno

La elección de estos niveles percentil, en favor de otro más conservador, ha sido motivada por la razón de que vamos a hacer un estudio en profundidad del sistema que vamos a instalar, por lo que nos deberemos situar en valores más desfavorables.

Un último parámetro a considerar, será imponer un 5% de mayoración de las cargas, tanto para cargas sensibles como latentes, y de un 6% para simular la carga sensible que se produce en los ventiladores y que se transmite al aire. Esta última carga, obviamente se tomará en valor absoluto y únicamente para los cálculos en Zona (no en Local), ya que siempre es una carga positiva, debido a que está producida por la fricción entre los ventiladores y sus soportes.

3. Dimensionado de la Instalación

Una vez descritos todos estos datos, procederemos a introducirlos en el programa informático de cálculo de la demanda, tal y como se ve en las ilustraciones 3.19, 3.20, 3.21, 3.22 y 3.23.

The screenshot shows a software interface with a tree view on the left and a form on the right. The tree view is expanded to 'Edificio' and includes categories like Comercial, Eléctrica, and Industrial. The form on the right is titled 'Empresa Exterior' and contains the following fields:

- Empresa:** Universidad de Valladolid
- Título:** Instalación de Climatización con Energías Renovables y Sistemas Recuperativos
- Autor:** Enrique Martín Guillem
- Referencia:** ABC123
- Fecha:** 18/02/2014
- Carga propia instalación (%):** 6
- Coef. de mayoración cargas del edificio (%):** 5

Ilustración 3.19. Descripción de Zonas y Dependencias

The screenshot shows the same software interface, but the tree view is expanded to 'Vestíbulo - Distribuidor'. The form on the right is titled 'Identificación Distribuciones Ocupantes, Luces...' and contains the following fields:

- Nombre Local:** Vestíbulo - Distribuidor
- Locales iguales:** 1
- Condiciones interiores:**
 - Verano: Temp. seca: 26,0, Humedad relativa (%): 45
 - Invierno: Temp. seca: 21,0, Humedad relativa (%): 45
- Superficie (m2):** 47,99
- Alto (m):** 2,55
- Ancho (m):** [Empty]
- Largo (m):** [Empty]
- Nº máx de personas:** 4 (m2) / persona: 12,00
- Infiltraciones (m3/h):** 0
- Ventilación (m3/h):** 173
- Acabado del suelo:** Parqué
- Carga debida a propia instalación (%):** 0
- Coef. mayoración cargas en el local(%):** 5
- Es un local acondicionado

Ilustración 3.20. Definición de las Condiciones en la Dependencia

3. Dimensionado de la Instalación

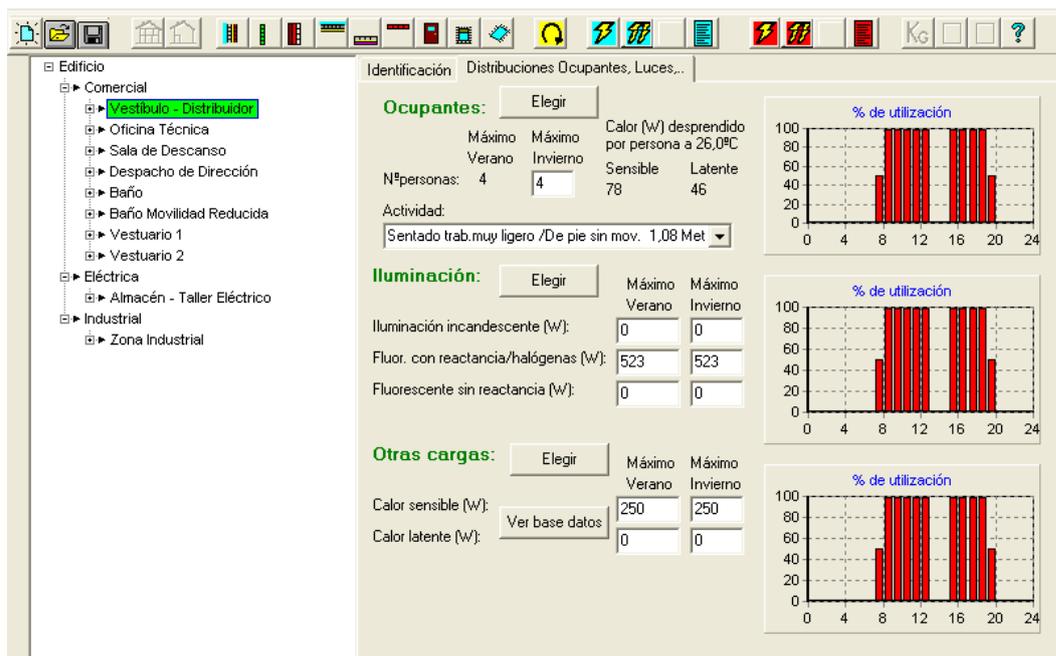


Ilustración 3.21. Introducción de Cargas Internas, Iluminación y Metabólicas

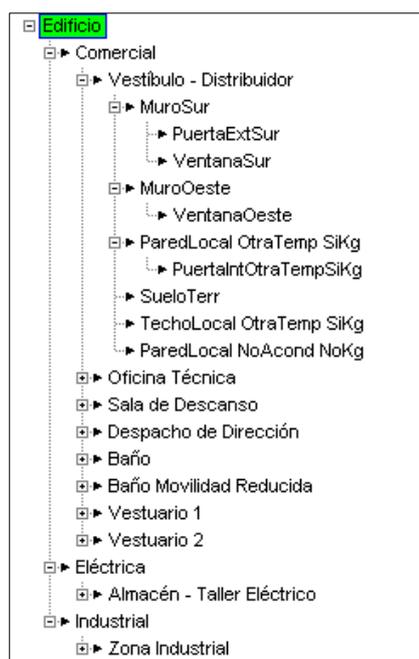


Ilustración 3.22. Introducción de los elementos de una Dependencia

3. Dimensionado de la Instalación

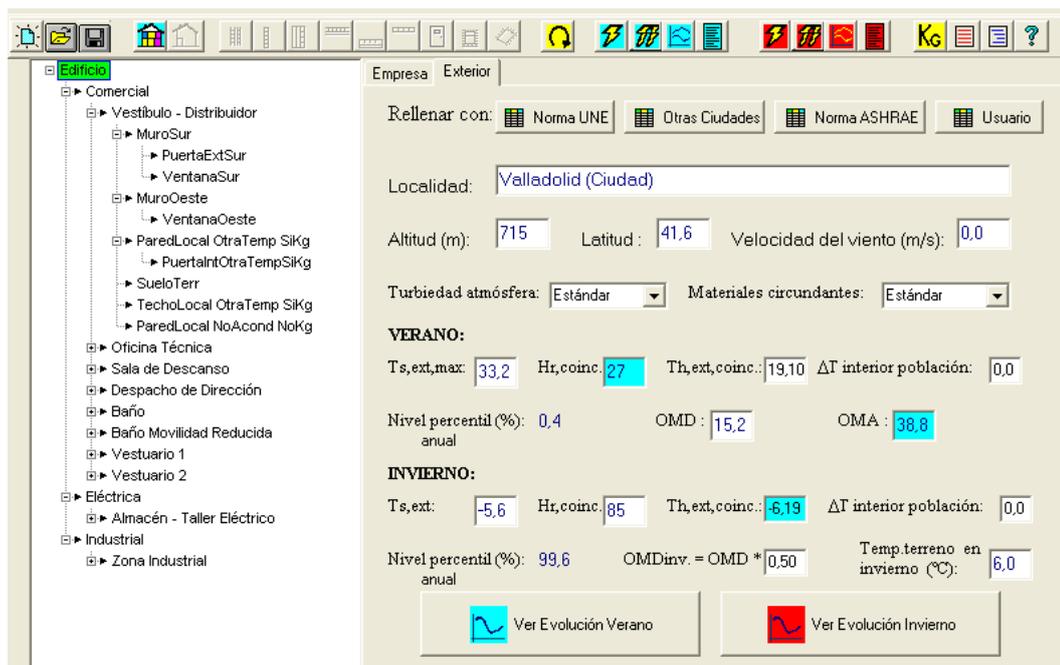


Ilustración 3.23. Introducción de Condiciones Exteriores

Si simulamos todas las estancias para todas las horas y meses del año, obtenemos las curvas de demanda del local que se pueden observar en el ANEXO III. En este caso no hemos incluido la carga de ventilación, ya que al ser mecánica, solo necesitamos valorar las cargas que atacan directamente al local.

No obstante, vamos a fijarnos en la carga térmica sensible de cada local, es decir, la máxima demanda térmica sensible que se produce en cada uno de ellos. Dichos datos son los que vemos en la tabla 3.32.

Local	Carga Térmica Verano (W)	Carga Térmica Invierno (W)
Zona Industrial	41253	-20217
Vestíbulo	1030	-1678
Oficina Técnica	1667	1378
Despacho de Dirección	441	562
Sala de Descanso	1287	1488
Baño	-57	-57
Baño de Minusválidos	-110	-110
Vestuario 1	-361	-452
Vestuario 2	-425	-437
Sala de Calibración Eléctrica	2070	-2231

Tabla 3.32. Carga Térmica en los Locales

* Cargas negativas son de calefacción y positivas de refrigeración

3. Dimensionado de la Instalación

Como se puede apreciar, no tiene por qué ser necesariamente siempre la carga máxima en verano de refrigeración y viceversa. Esto es debido a que en algunos casos pesa más el factor de cargas internas y en otros afecta más el factor de transmisión/radiación. Además en los locales de la 'Zona Comercial', existe una diferencia bastante importante entre la temperatura de verano y la de invierno, lo que también provoca estos "desajustes", ya que en temporada de verano, la temperatura de esta zona, es de 26°C, mientras que en la 'Zona Industrial', la temperatura es de 19°C, lo que provoca pérdidas de calor en los locales adyacentes a esta zona.

A pesar de todo esto, nos interesa saber si el edificio está bien aislado, a pesar de que ya hayamos comprobado que cumple con la Limitación de Demanda Energética obligada por el CTE.

Para ello, optaremos por dividir la carga de cada local entre su superficie. Los resultados se pueden ver en la tabla 3.33.

Local	Carga Específica Verano (W/m ²)	Carga Específica Invierno (W/m ²)
Zona Industrial	74.1530	-35.7861
Vestíbulo	25.4845	-34.9656
Oficina Técnica	70.0829	56.6692
Despacho de Dirección	43.8726	51.0621
Sala de Descanso	97.0464	101.2055
Baño	-22.0077	-22.0077
Baño de Minusválidos	-22.2222	-22.2222
Vestuario 1	-21.7995	-27.2947
Vestuario 2	-25.6643	-26.3889
Sala de Calibración Eléctrica	22.9635	-23.3295

Tabla 3.33. Carga Térmica Específica en los Locales

Como podemos observar, en prácticamente todos los casos, la carga específica de cada local no supera los 100 W/m², de hecho en la mayoría de ellos se queda bastante lejos. El caso excepcional es la sala de descanso. En este caso, tenemos un factor muy importante de ocupación interior (7 ocupantes) y maquinaria (900 W) de máxima, por lo que en ese caso no sería un problema de aislamiento.

3.5. Cálculo de la Demanda Térmica de Zona

El siguiente paso, debería ser introducir las cargas de ventilación. Para ello definiremos las cargas de ventilación a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Q_{sen,vent} = \rho \cdot \dot{V}_{vent} \cdot C_p \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (3.7)$$

$$Q_{lat,vent} = \rho \cdot \dot{V}_{vent} \cdot h_v \cdot (X_{ext} - X_{int}) \quad (3.8)$$

3. Dimensionado de la Instalación

Dónde:

ρ es la densidad del aire seco (1.2 Kg/m³)

V_{vent} es el caudal de aire de ventilación (m³/s)

C_p es el calor específico del aire seco (1000 J/KgK)

h_v es el calor de vaporización del agua (2501600 J/Kg)

T_{ext} y T_{int} son la temperatura exterior e interior (°C)

X_{ext} y X_{int} son la humedad específica exterior e interior (KgH₂O/Kg_{aire})

Para calcular la demanda en cada zona, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$W = Q + V \text{ (3.9)}$$

Si sumamos estos valores, y les añadimos un 6% para simular la carga aportada por los ventiladores (y además el 5% de mayoración por seguridad), obtenemos los siguientes resultados de carga.

Los resultados obtenidos en este cálculo se pueden consultar en el ANEXO IV.

Los resultados de carga térmica en cada zona son los que vemos en la tabla 3.34.

Zona	Carga Térmica Verano (W)	Carga Térmica Invierno (W)
Zona Industrial	77834.01	-67686.85
Sala de Calibración Eléctrica	7109.21	-10692.30
Zona Comercial	11749.79	-29407.04
Total Simultáneo	96512.81	-91036.25

Tabla 3.34. Carga Térmica en cada Zona

Hay que indicar que el caso de las cargas de la 'Zona Comercial' habría que corregirlo. Esto es debido a la disparidad en las curvas de carga en cada uno de los locales, lo cual provoca que tengamos locales en los que se tiene una carga para una misma hora y mes positiva y en otros de la misma zona, negativa.

Hay que indicar, que a pesar de todo, será necesario instalar baterías de recalentamiento en los locales de la 'Zona Comercial' debido a esta disparidad que hemos dicho.

En la ilustración 3.24, podemos observar el convenio de signos utilizado.

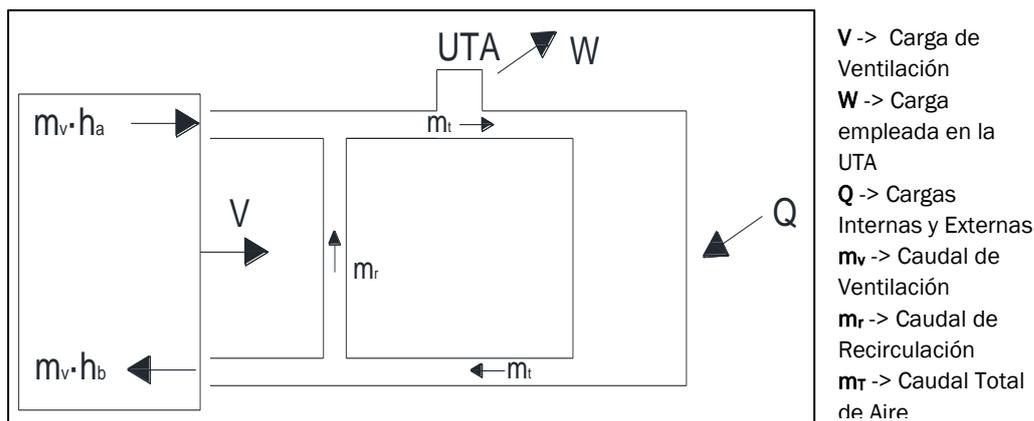


Ilustración 3.24. Esquema de la Instalación de Climatización y los Signos Positivos de las Cargas Sufridas y Empleadas

3.6. Medidas de Ahorro

Como hemos observado en los anteriores capítulos, la demanda de energía que tenemos es bastante alta, sobretodo en la “Zona Industrial”, donde llegamos a valores de hasta 80 kW de demanda térmica. Gran parte de esta energía, se puede achacar a la ventilación de los locales. Otra parte de esta energía, está achacada a las pérdidas (o ganancias) por transmisión, radiación o convección y a las cargas internas de cada local. No obstante, estas últimas no podemos modificarlas, ya que nos vienen impuestas por el promotor de la obra.

Por tanto, nuestro objetivo, será reducir esta cantidad de energía, hasta obtener unos valores óptimos. Para ello, introduciremos una serie de medidas que influyan en la ventilación de los locales, y posteriormente en la energía utilizada para climatizar el local.

3.6.1. Reducción de los Caudales de Ventilación

Como hemos visto en el capítulo correspondiente, para una debida calidad del aire interior, es necesario que introduzcamos en los locales una cantidad suficiente de aire exterior de forma que no se superen unas cantidades máximas de contaminante en el aire (normalmente CO₂). No obstante, no tiene sentido que se esté introduciendo aire exterior en los locales en los momentos en que la ocupación del local no es la máxima (para la cual hemos calculado los caudales), ya que en ese caso, estaríamos realizando un total despilfarro de energía.

Es por ello, que lo que vamos a hacer va a ser instalar en cada local unas sondas de captación de CO₂. El funcionamiento de estos elementos es el siguiente: El Sensor de CO₂ detectará el incremento de contaminación en función de la ocupación de la sala y enviara este dato al elemento de

regulación que, a su vez, ordenará incrementar o reducir la velocidad del ventilador de forma proporcional para adecuar el caudal a las necesidades de cada momento, es decir, trabajan en bucle cerrado.

Para simular estos sensores, lo que haremos será multiplicar el caudal de ventilación de cada local, por el porcentaje de ocupación en cada caso. De esta forma, los caudales de ventilación variarán de igual forma que en el caso de los patrones de ocupamiento. Únicamente existe la excepción de los cuartos de baño, ya que por condiciones higiénicas no se reducirá su ventilación (tampoco influirán en gran medida ya que son muy inferiores a los demás).

De esta forma, obtendremos los valores de carga térmica en las zonas que vemos en la tabla 3.35.

Zona	Carga Térmica Verano (W)	Carga Térmica Invierno (W)
Zona Industrial	77834.01	-57191.40
Sala de Calibración Eléctrica	7109.21	-9895.53
Zona Comercial	10401.38	-18933.33
Total Simultáneo	94845.12	-86020.26

Tabla 3.35. Carga Térmica en las Zonas con Sondas de CO₂

Como podemos observar en la tabla anterior, la carga térmica de verano no varía (excepto un poco en el caso de la “Zona Comercial”), mientras que las de invierno llegan a reducirse en torno a un 8%~15%. Esto es debido a que las máximas cargas de invierno, en general se daban entre las 14 y las 15 horas, en las cuales la ocupación es nula, salvo excepciones. Además en general, se reduce bastante la demanda a las primeras y últimas horas, además de las que ya hemos nombrado, que es en las cuales nos salimos de la máxima ocupación.

Como antes, la “Zona Comercial”, debido a sus peculiares características, nos da resultados diferentes, en este caso notablemente mejores, no obstante, trataremos estos datos más adelante de una forma diferente.

Los datos de demanda de las zonas los podemos observar en el ANEXO V.

3.6.2. Recuperación de Energía

Tal como hemos indicado antes, la demanda sensible de ventilación, se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{sen,vent} = \rho \cdot \dot{V}_{vent} \cdot C_p \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (3.10)$$

3. Dimensionado de la Instalación

Como podemos observar, dicha demanda, es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior (o expulsión). Por tanto, nuestro próximo paso será utilizar recuperadores de calor en la extracción para reducir esta diferencia de temperaturas y así reducir la carga de ventilación.

No obstante, en determinados casos, la normativa actual (R.I.T.E.), obliga en determinados casos a introducir una eficiencia mínima en el recuperador y una máxima caída de presión en el mismo, según los caudales de aire a tratar y de las horas de funcionamiento anuales. La información extraída del R.I.T.E, la podemos observar en la ilustración 3.25.

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m³/s)									
	> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000...4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000...6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Ilustración 3.25. Parámetros Límite de los Recuperadores de Calor

En nuestros casos, tenemos los siguientes caudales de aire exterior que vemos en la tabla 3.36:

Zona	Caudal de Aire Exterior (m³/h)	Caudal de Aire Exterior (m³/s)
Zona Industrial	6759.520	1877.644
Zona Comercial	3312.943	0.920
Sala de Calibración Eléctrica	1085.04	0.301

Tabla 3.36. Caudales de Aire Exterior en cada Zona

Para calcular las horas de funcionamiento, estimaremos que los sistemas funcionan un total de 5 días a la semana a razón de 13 horas diarias (7:00-20:00). De esta forma, tendremos anualmente (52 semanas), un total de 3380 horas de funcionamiento.

De esta forma tendremos que en la 'Zona Industrial', la eficiencia mínima del recuperador será de un 47 % y una máxima caída de presión de 160 Pa. En la 'Zona Comercial' la eficiencia mínima del recuperador será de un 44 % y una máxima caída de presión de 140 Pa. En la 'Sala de Calibración Eléctrica' no sería obligatoria siquiera la existencia de un recuperador de calor.

No obstante, hemos optado por elegir los recuperadores que vemos en la tabla 3.37.

Zona	Recuperador	Eficiencia (%)
Zona Industrial	RHE-10000	85

3. Dimensionado de la Instalación

Zona Comercial	RHE-6000	85
Sala de Calibración Eléctrica	RHE-1900	83

Tabla 3.37. Modelos de Recuperador de Calor Escogidos para cada Zona

Estos recuperadores de calor son de recuperadores rotativos sensibles, por lo que intercambiarán únicamente energía sensible. Los datos de eficiencia que nos da el fabricante, son para las condiciones más desfavorables (mínima temperatura exterior y máximo caudal). Los recuperadores de calor, llevan a su vez filtros F7 y F9 en la impulsión y F7 en la extracción. El objetivo de estos es evitar que estos recuperadores se deterioren con la contaminación exterior. También llevan incorporados un ventilador en impulsión y en extracción para superar las pérdidas de presión producidas.

Estos datos los podemos observar en las ilustraciones 3.26, 3.27 y 3.28.

RHE 10000								
Caudal (m ³ /h)	INVIERNO T exterior -5°C HR 80% T interior 20°C HR 50%				VERANO T exterior 35°C HR 50% T interior 25°C HR 45%			
	Eficiencia sensible (%)	Tº aire impulsión	%HR aire impulsión	Recuperación sensible de calor (kW)	Eficiencia sensible (%)	Tº aire impulsión	%HR aire impulsión	Recuperación sensible de calor (kW)
4000	88	17	40	39,1	88	26	83	12
5000	87	17	41	48,6	87	26	82	14,8
6000	86	17	41	57,7	86	26	82	17,6
7000	85	16	43	66,4	85	27	81	20,1
8000	83	16	42	72,8	83	27	80	22,4
9000	80	15	43	80,2	80	27	79	24,6
10000	78	15	45	87,1	78	27	78	26,5

Ilustración 3.26. Datos Técnicos del recuperador de la 'Zona Industrial'

RHE 6000								
Caudal (m ³ /h)	INVIERNO T exterior -5°C HR 80% T interior 20°C HR 50%				VERANO T exterior 35°C HR 50% T interior 25°C HR 45%			
	Eficiencia sensible (%)	Tº aire impulsión	%HR aire impulsión	Recuperación sensible de calor (kW)	Eficiencia sensible (%)	Tº aire impulsión	%HR aire impulsión	Recuperación sensible de calor (kW)
2000	88	17	40	19,6	88	26	83	6
2750	87	17	41	26,7	87	26	82	8,2
3500	85	16	42	33,5	85	26	82	10,2
4250	83	16	41	38,8	83	27	80	12
5000	80	15	43	44,4	80	27	79	13,6
5500	78	14	45	47,8	78	27	78	14,5
6000	76	14	44	49,7	76	27	77	15,4

Ilustración 3.27. Datos Técnicos del recuperador de la 'Zona Comercial'

3. Dimensionado de la Instalación

RHE 1900								
Caudal (m ³ /h)	INVIERNO T exterior -5°C HR 80% T interior 20°C HR 50%				VERANO T exterior 35°C HR 50% T interior 25°C HR 45%			
	Eficiencia sensible (%)	T° aire impulsión	%HR aire impulsión	Recuperación sensible de calor (kW)	Eficiencia sensible (%)	T° aire impulsión	%HR aire impulsión	Recuperación sensible de calor (kW)
500	84	16	42	4,7	84	27	81	1,4
750	84	16	41	7	84	27	81	2,2
1000	84	16	42	9,3	84	27	81	2,8
1250	82	15	43	11,4	82	27	80	3,5
1500	79	15	43	13	79	27	79	4
1750	76	14	45	14,8	76	27	77	4,5
1900	74	14	46	15,7	74	28	76	4,8

Ilustración 3.28. Datos Técnicos del recuperador de la ‘Sala de Calibración Eléctrica’

Para simular el recuperador vamos a utilizar un esquema tal y como se aprecia en la ilustración 3.29.

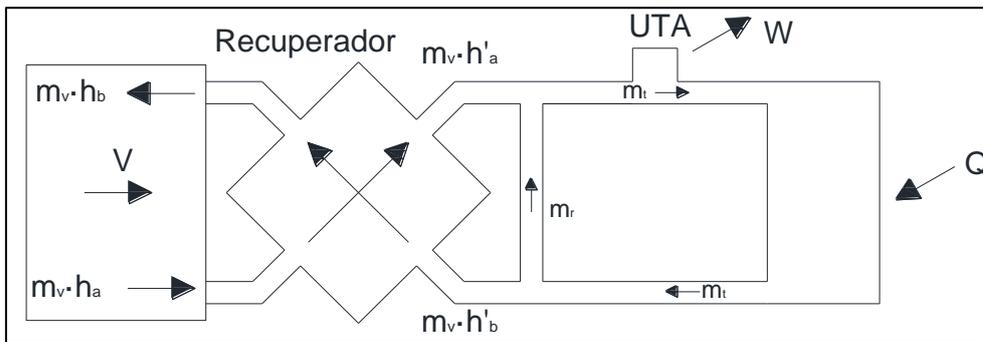


Ilustración 3.29. Esquema de la Instalación de Climatización con Recuperación de Calor

De esta forma, si hacemos un balance de energía a todo el conjunto:

$$\dot{m}_v \cdot h_a - \dot{m}_v \cdot h_b = W - Q \quad (3.11)$$

Si acudimos a la definición de intercambiador de recuperador de calor:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_a - h'_a)}{\dot{m}_v \cdot (h_a - h'_b)} \quad (3.12)$$

Además, como tomamos como hipótesis que no existen pérdidas de calor con el ambiente:

$$\dot{m}_v \cdot (h_a - h_b) = \dot{m}_v \cdot (h'_a - h'_b) \quad (3.13)$$

De esta forma, si combinamos (10) y (11), obtenemos:

$$\dot{m}_v \cdot (h_b - h'_b) = \dot{m}_v \cdot \varepsilon \cdot (h_a - h'_b) \quad (3.14)$$

De esta forma, si sumamos (3.11) y (3.14), obtenemos el siguiente resultado:

3. Dimensionado de la Instalación

$$m_v \cdot (h_a - h'_b) \cdot (1 - \varepsilon) = W - Q \quad (3.15)$$

Si observamos la anterior ecuación, podemos observar que tanto h_a como h'_b con la entalpía del aire exterior y de retorno que teníamos en el caso de sin recuperador. En efecto si no tuviésemos recuperador de calor ($\varepsilon=0$), obtendríamos la misma ecuación para la demanda de cada zona.

También podemos observar, como habíamos adelantado antes, que el recuperador de calor reduce las cargas sólo de ventilación. Además como en nuestro caso el recuperador es sensible, sustituiremos las entalpías por el producto del calor específico del aire por su temperatura.

Si reordenamos los términos de (13) y renombramos la carga previa de ventilación, obtenemos la siguiente expresión para obtener la demanda térmica de la zona:

$$W = Q + (1 - \varepsilon) \cdot V \quad (3.16)$$

De esta forma, obtendremos los valores de carga térmica en las zonas que observamos en la tabla 3.38.

Zona	Carga Térmica Verano (W)	Carga Térmica Invierno (W)
Zona Industrial	48844.06	-19003.98
Sala de Calibración Eléctrica	2889.96	-2740.97
Zona Comercial	4731.73	-4160.07
Total Simultáneo	56401.31	-24836.46

Tabla 3.38. Carga Térmica en las Zonas Añadiendo Recuperación de Calor

Como podemos observar en la tabla anterior, tanto para régimen de verano como de invierno, la carga se reduce considerablemente (en torno a un 40 %), excepto en la “Zona Industrial”, en la cual se reduce ‘únicamente’ un 25 %. Esto es debido a que en esta zona, la parte de carga térmica proveniente de pérdidas por transmisión/convección y las cargas internas, las cuales no podemos reducir, tienen un valor similar al que tenía la ventilación en un principio.

Al igual que en el caso anterior, la “Zona Comercial”, trataremos estos datos más adelante de una forma diferente.

La demanda térmica de cada zona, al igual que la carga se reduce en la misma medida, tal como podemos observar en el ANEXO VI.

3.6.3. Introducción de un Sistema de Enfriamiento Gratuito (Free-Cooling)

Una vez realizadas todas las modificaciones anteriores, no podemos reducir más las cargas debidas a la ventilación. No obstante, no termina aquí la fase de ahorro de energía. Existen muchos casos en los que estamos reclamando frío al sistema, mientras tenemos bajas temperaturas en el exterior y viceversa.

Es por ello, que decidimos instalar en los locales un sistema de enfriamiento gratuito, con control por temperatura. Hemos escogido este tipo de control debido a que en un clima seco como el que se encuentra Valladolid, los costes de instalación y mantenimiento añadido a la baja precisión de estos (alrededor de un 10% de error)^[4], no compensarían el ahorro producido por este sistema.

En la ilustración 3.30 podemos observar un esquema de la instalación que pretendemos instalar:

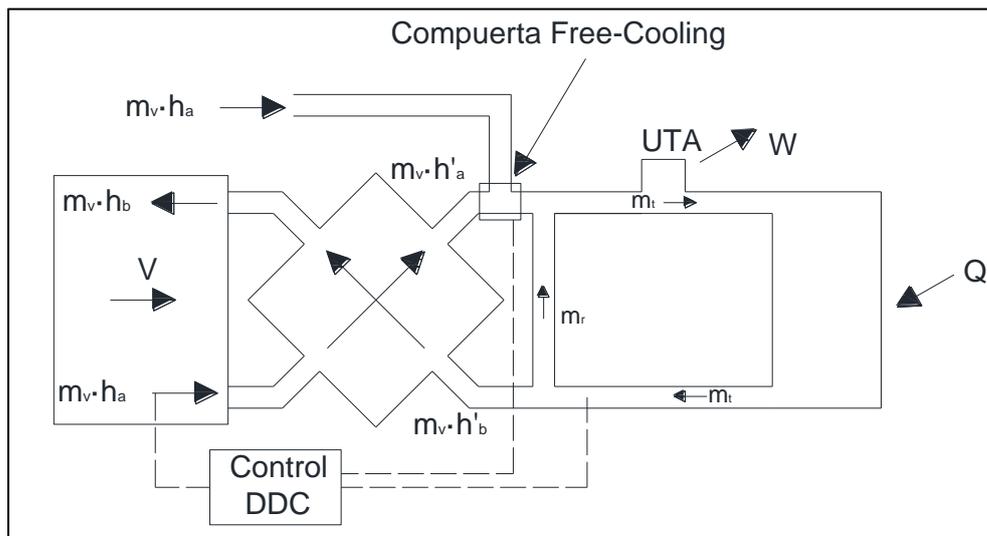


Ilustración 3.30. Esquema de la Instalación de Climatización con Recuperación de Calor y Free-Cooling

Para simular este sistema, emplearemos el siguiente algoritmo:

$$W = 0 \text{ si } \begin{cases} W > 0 \\ T_{Ext} < T_{Int} \end{cases} \quad (3.17)$$

$$W = 0 \text{ si } \begin{cases} W < 0 \\ T_{Ext} > T_{Int} \end{cases} \quad (3.18)$$

El funcionamiento para refrigeración, por tanto, será el siguiente:

3. Dimensionado de la Instalación

- El sistema, obtendrá la temperatura del aire exterior y el interior. Comparará la temperatura interior con la de consigna para decidir si se necesita refrigeración o calefacción.
- En caso de que se necesite refrigeración, y el aire exterior esté más frío que la temperatura de consigna, el sistema calculará el caudal de aire exterior que se necesita pasando por el recuperador para vencer la carga.
- Si este caudal fuese mayor que el de ventilación, se activaría un by-pass para que ese aire no pasase por la UTA y llegase a los locales, siendo en esos casos la demanda térmica de cada local nula. Si no lo fuese, el sistema de funcionamiento será el habitual
- Si además, ese caudal, sin pasar por el recuperador, fuese mayor que el de ventilación, el aire, pasará directamente del exterior a los locales sin ser tratado (exceptuando los filtros). De esta forma, el caudal de aire será menor (superando siempre el caudal mínimo de ventilación), obteniendo así posteriormente un menor gasto de energía en los ventiladores.

El funcionamiento en caso de necesidad de calefacción, será similar al caso de refrigeración.

Si acudimos a los resultados obtenidos, los cuales podemos observar en el ANEXO VII, vemos que en todos los casos, conseguimos importantes ahorros, sobre todo en los locales de la zona comercial, debido a sus peculiares características.

De esta forma, obtendremos los valores de carga térmica en las zonas que se ven en la tabla 3.39.

Zona	Carga Térmica Verano (W)	Carga Térmica Invierno (W)
Zona Industrial	48844.06	-19003.98
Sala de Calibración Eléctrica	2889.96	-2740.97
Zona Comercial	4761.39	-4160.07
Total Simultáneo	56436.93	-24836.46

Tabla 3.39. Carga Térmica en las Zonas añadiendo Free-Cooling

Si comparamos estos resultados de carga térmica con los anteriores, observamos que son prácticamente iguales que los obtenidos después de instalar el sistema de recuperación de energía, excepto en el caso de la carga térmica de verano de la 'Zona Comercial' que llega a empeorar en cierta parte. La explicación a esto es que al existir tal diversidad de patrones de

ocupación, uso, etc, al sumar todas las demandas de la 'Zona Comercial' en los casos, la existencia simultánea de demandas negativas y positivas se llegarían a compensar matemáticamente, lo cual es imposible en nuestro sistema. Por tanto, partiremos de que los datos actuales son los más fiables.

3.6.4. Energía Solar Térmica

El sol, como fuente de energía, al incidir en los cerramientos exteriores, los carga (térmicamente hablando). No obstante, parte de esta energía es reflejada hacia el exterior sin ser utilizada para calefactar los locales de nuestro edificio. El objetivo de la energía solar térmica, es dotar al edificio de un sistema que permita acumular este calor cedido por el sol y utilizarlo para calentar el aire de nuestro edificio.

Para ello, instalaremos unos paneles formados por tubos radiantes que captarán la energía solar térmica que enviarán a un acumulador, de forma que la usamos posteriormente, reduciendo así la cantidad de energía 'convencional' que usemos en nuestra instalación.

Para calcularlo, utilizaremos el método F-Chart, explicado en el apartado 2.7.1 del presente tomo. No obstante, para su utilización, deberemos definir los siguientes parámetros, los cuales serán necesarios para el cálculo de los factores de cobertura correspondientes:

- Colector Solar: Es el elemento principal en un sistema de energía solar térmica. Debemos de escoger un colector solar y a partir de ahí, realizar en cálculo del número de colectores necesario. Hemos optado por escoger un colector marca ADISOL modelo HP-20, el cual podemos ver en la ilustración 3.31, cuyas principales características son las que se aprecian en la tabla 3.40.



Ilustración 3.31. Colector Solar ADISOL HP-20

3. Dimensionado de la Instalación

ADISOL HP-20	
Tipo de Colector	Tubos de Vacío
Área del Absorbedor	2.01 m ²
Recta de Rendimiento	0.738-1.17·T*
Tipo de Fluido	Propilenglicol
Caudal Recomendado	120-300 l/h

Tabla 3.40. Principales Características del Colector Solar

En nuestro caso, para aprovechar al máximo el colector, tomaremos un caudal en el circuito primario de 300 l/h.

- Datos de Consumo de ACS: Los datos de consumo, vienen dados por la normativa actual en el CTE en su documento Básico HB-HE-4. En nuestro caso, los datos de caudal necesarios son los que vemos en la tabla 3.41.

Actividad	Caudal por persona(l/persona-día)	Número de Personas	Caudal (l/día)
Oficinas	2	10	20
Taller	21	11	231
Duchas Colectivas	21	11	231
TOTAL			482

Tabla 3.41. Caudal de ACS Necesario [cte db]

- Datos de Irradiación Solar: Los datos los hemos obtenido de EREN (Ente Regional de la Energía de Castilla y León). No obstante, estos datos de irradiación, son para una superficie plana en Valladolid, por lo que deben ser corregidos mediante factores de corrección dependientes de la inclinación del campo de colectores. En nuestro caso, esta inclinación será de 41.7° (igual a la latitud de la ciudad de Valladolid), tal como establece el CTE. De esta forma, la irradiación solar será la que se ve en la tabla 3.42:

Mes	Irradiación Solar (kWh/m ² -día)	Factor de Corrección	Irradiación Solar Corregida (kWh/m ² -día)
Enero	1.75	1.41842	2.48
Febrero	2.71	1.30938	3.55
Marzo	4.09	1.18258	4.84
Abril	4.95	1.0502	5.20
Mayo	6.01	0.9568	5.75
Junio	6.95	0.9234	6.42
Julio	7.14	0.9568	6.83
Agosto	6.27	1.06482	6.68
Septiembre	4.80	1.2306	5.91
Octubre	3.11	1.4174	4.41
Noviembre	1.98	1.5442	3.06

3. Dimensionado de la Instalación

Diciembre	1.38	1.5208	2.10
-----------	------	--------	------

Tabla 3.42. Irradiación Solar Recibida

- Datos sobre el Acumulador: El acumulador es el elemento que va a almacenar el agua caliente, para posteriormente utilizarla para lo que queramos. El R.I.T.E., establece que el volumen del acumulador debe situarse entre el 80 % del consumo diario y el 100 % del consumo diario. Como nuestro consumo diario es de 482 l, hemos optado por utilizar un acumulador de 450 l. También hemos optado por indicar que la eficiencia de intercambio en el acumulador es de un 90 %. Ambos valores son típicos en los catálogos comerciales de estos sistemas.
- Datos de Agua de Red y Temperatura Ambiental Media: Son valores medios mensuales, obtenidos por el EREN, necesarios para el cálculo del rendimiento de los colectores y de la potencia de ACS necesaria. Dichos valores se pueden ver en la tabla 3.43:

Mes	Temperatura de Agua de Red (°C)	Temperatura Ambiental Media (°C)
Enero	9	5.3
Febrero	9	7.9
Marzo	11	11.5
Abril	13	12.1
Mayo	15	16
Junio	17	20.2
Julio	19	24.6
Agosto	19	24.6
Septiembre	17	19.8
Octubre	15	15
Noviembre	13	9.5
Diciembre	11	6

Tabla 3.43. Temperaturas de Agua de Red y Temperatura Ambiental

- Factor de Cobertura Anual: Se define como la proporción de energía obtenida respecto a la demandada de forma anual. El CTE define el factor mínimo que hay que cubrir. La normativa actual establece que en la provincia de Valladolid para ACS es de un 30 %. No obstante, como previsiblemente, obtendremos unos valores muy altos en verano y muy bajos en invierno, que es cuando más nos interesa, impondremos un mínimo de un 90 %, a sabiendas de que este valor posteriormente se verá reducido debido al problema ya planteado.

Una vez definidos todos estos parámetros, iteramos, estableciendo valores para el número de colectores. De esta forma, llegamos a un número final de 25 colectores solares (50.25 m²), obteniendo así los siguientes valores de

3. Dimensionado de la Instalación

cobertura mensual y energía solar térmica obtenida que observamos en la tabla 3.44.

Mes	Energía para ACS (MJ)	Energía para Calefacción (MJ)	Energía Total (MJ)	Energía Solar Obtenida (MJ)	Factor de Cobertura Mensual (%)
Enero	3435.17	25295.88	28731.05	8922.44	31.0550
Febrero	3046.32	22951.38	25997.69	11347.87	43.6495
Marzo	3247.79	18281.07	21528.87	15603.88	72.4789
Abril	3022.14	6453.32	9475.46	11693.11	123.4042
Mayo	3060.42	454.94	3515.36	7619.77	216.7568
Junio	2901.25	117.37	3018.63	11660.73	386.2924
Julio	2935.51	60.77	2996.27	16235.10	541.8434
Agosto	2997.96	68.07	3066.04	14223.47	463.9041
Septiembre	2961.70	202.84	3164.54	8493.62	268.4002
Octubre	3122.88	2622.67	5745.55	7898.34	137.4689
Noviembre	3143.03	8305.02	11448.05	8944.69	78.1329
Diciembre	3435.17	18873.15	22308.32	7354.55	32.9678
Cobertura Anual: 92.1996 %					

Tabla 3.44. Factores de Cobertura Mensual y Anual Corregidos

Como se puede observar, los meses entre Abril y Octubre, tienen un factor de cobertura mayor que el 100 %. Este problema, podría acarrear problemas de sobrecalentamiento y pérdida de rendimiento de los colectores. Como solución a este problema, se ha propuesto tapar los colectores según haga falta, de forma que como máximo den un factor de cobertura en esos meses de un 100 %. De esta forma, recalculando los datos, obtenemos los datos de la tabla 3.45.

Mes	Energía para ACS (MJ)	Energía para Calefacción (MJ)	Energía Total (MJ)	Energía Solar Obtenida (MJ)	Factor de Cobertura Mensual (%)
Enero	3435.17	25295.88	28731.05	8922.44	31.0550
Febrero	3046.32	22951.38	25997.69	11347.87	43.6495
Marzo	3247.79	18281.07	21528.87	15603.88	72.4789
Abril	3022.14	6453.32	9475.46	9475.46	100.0000
Mayo	3060.42	454.94	3515.36	3515.36	100.0000
Junio	2901.25	117.37	3018.63	3018.63	100.0000
Julio	2935.51	60.77	2996.27	2996.27	100.0000
Agosto	2997.96	68.07	3066.04	3066.04	100.0000
Septiembre	2961.70	202.84	3164.54	3164.54	100.0000
Octubre	3122.88	2622.67	5745.55	5745.55	100.0000
Noviembre	3143.03	8305.02	11448.05	8944.69	78.1329
Diciembre	3435.17	18873.15	22308.32	7354.55	32.9678
Cobertura Anual Efectiva: 58.9771 %					

Tabla 3.45. Factores de Cobertura Mensuales y Anual Corregidos

3. Dimensionado de la Instalación

De esta forma, si imponemos el grado de cobertura mensual, obtenemos los valores de carga térmica en las diferentes zonas que podemos apreciar en la tabla 3.46.

Zona	Carga Térmica Verano (W)	Carga Térmica Invierno (W)
Zona Industrial	48844.06	-13080.58
Sala de Calibración Eléctrica	2889.96	-2740.97
Zona Comercial	4761.39	-2866.50
Total Simultáneo	56436.93	-17066.81

Tabla 3.46. Carga Térmica en las Zonas añadiendo Energía Solar

Como podemos apreciar, los valores que hemos reducido considerablemente, son las cargas de calefacción, lo cual es lo que preveíamos. Los datos de demanda para cada zona se puede observar en el ANEXO VIII.

4. Análisis de los Resultados y Conclusiones

4.1. Visualización de Resultados

A continuación vamos a pasar a analizar los resultados energéticos obtenidos con nuestras medidas de ahorro.

Para ello, procederemos a contabilizar el total de energía térmica necesaria para cada uno de las zonas ('Zona Industrial', 'Sala de Calibración Eléctrica' y 'Zona Comercial') y para ambos sistemas de funcionamiento (calefacción y refrigeración), tal y como se ve en las ilustraciones 3.1, 3.2, 3.3, 3.4, 3.5 y 3.6.

Cabe indicar, que para el caso de la 'Zona Comercial', no contabilizaremos la energía total de la zona, ya que para los primeros procesos de ahorro, todavía existían momentos en los que se demandaba en la zona calefacción y refrigeración a la vez. En su lugar contabilizaremos las necesidades de calefacción y refrigeración de forma individual en los locales para cada procedimiento y posteriormente, las sumaremos como corresponda. Hay que tener en cuenta, que esto sólo lo hacemos ya que damos por hecho que vamos a aplicar todas las medidas de ahorro, ya que en caso contrario, este método nos podría dar resultados erróneos.

Posteriormente, para tener una visión más global de la situación energética, consideraremos el total de calefacción y refrigeración sin tener en cuenta las zonas tal y como se aprecia en las ilustraciones 3.7 y 3.8. El objetivo de esta, será saber que método es globalmente mejor para cada modo de funcionamiento del sistema de climatización.

Por último, calcularemos el total del consumo energético sin discriminar si es para calefacción o refrigeración, de forma, que podamos discernir si un método de ahorro de energía es globalmente más efectivo o no. Este cálculo puede visualizarse en la ilustración 3.9.

De esta forma, estaremos en disposición de razonar adecuadamente si los métodos que hemos escogido para ahorrar energía son apropiados, o será necesario profundizar aún más en el tema y buscar otros métodos no tan convencionales para solucionarlo.

No obstante, debemos indicar que estos métodos se pueden potenciar más, utilizando sistemas del mismo tipo pero con rendimientos mayores para cada caso, por lo que sería necesario profundizar en este tema de cara a posibles mejoras del sistema.

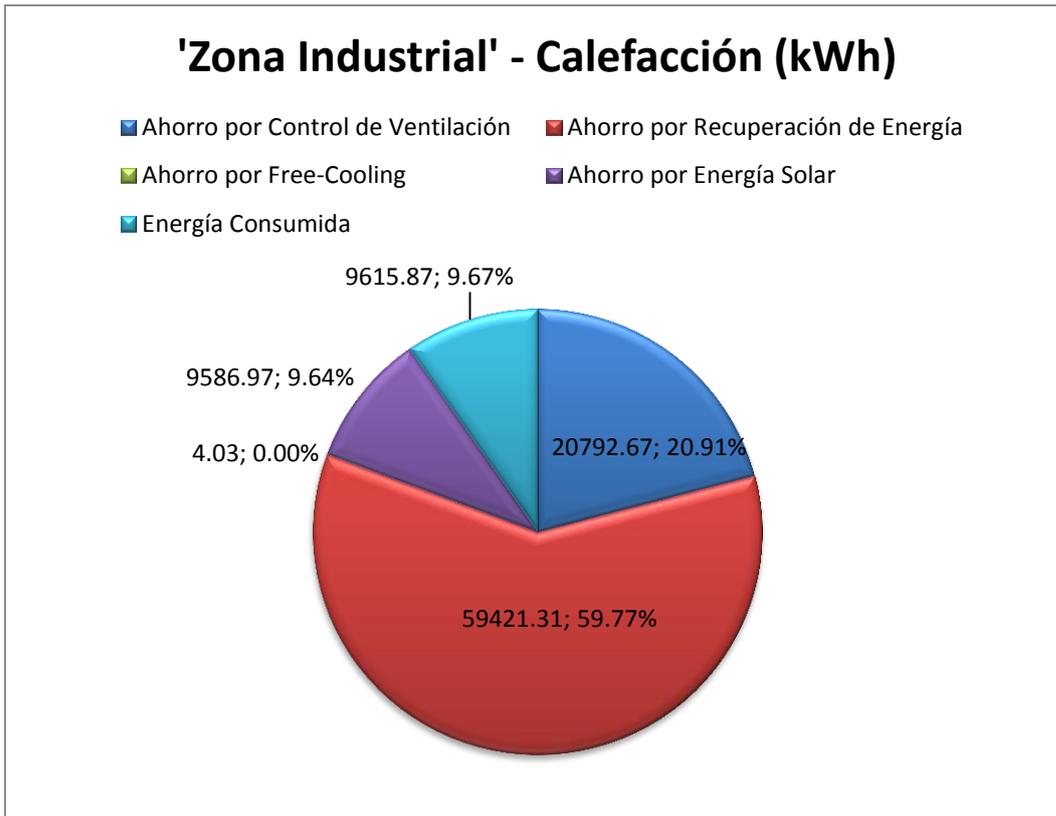


Ilustración 4.1. Energía de Calefacción Demandada en la 'Zona Industrial'

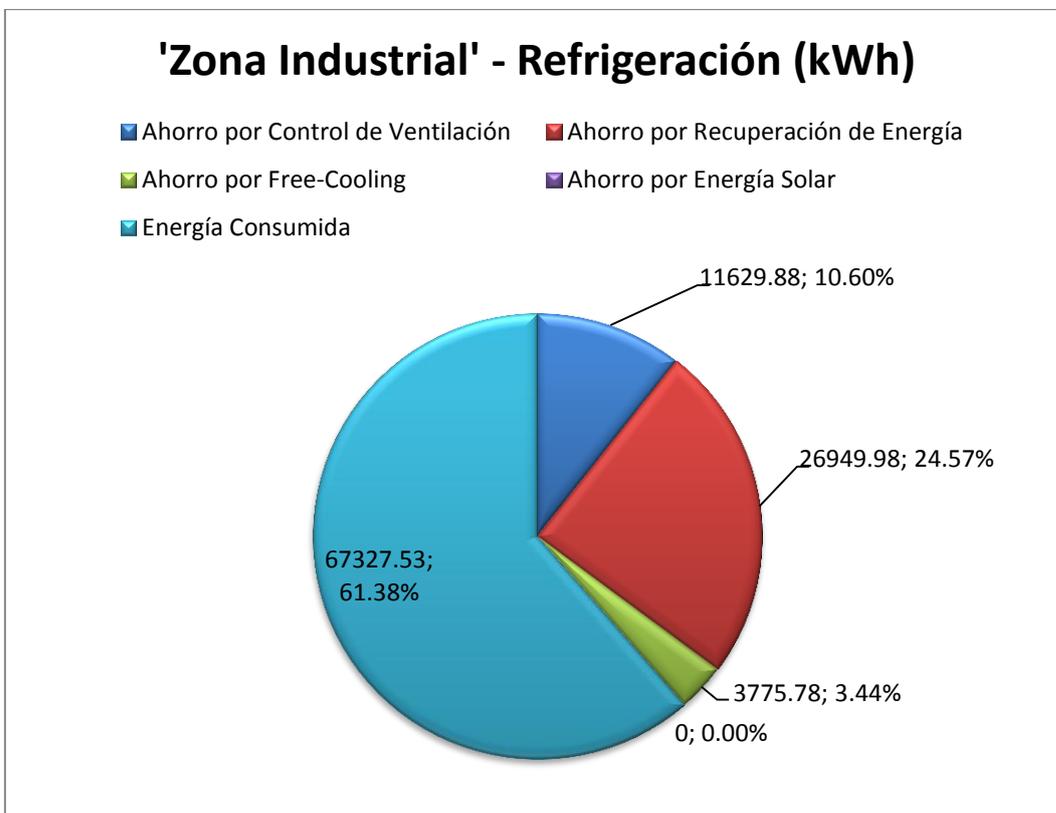


Ilustración 4.2. Energía de Refrigeración Demandada en la 'Zona Industrial'

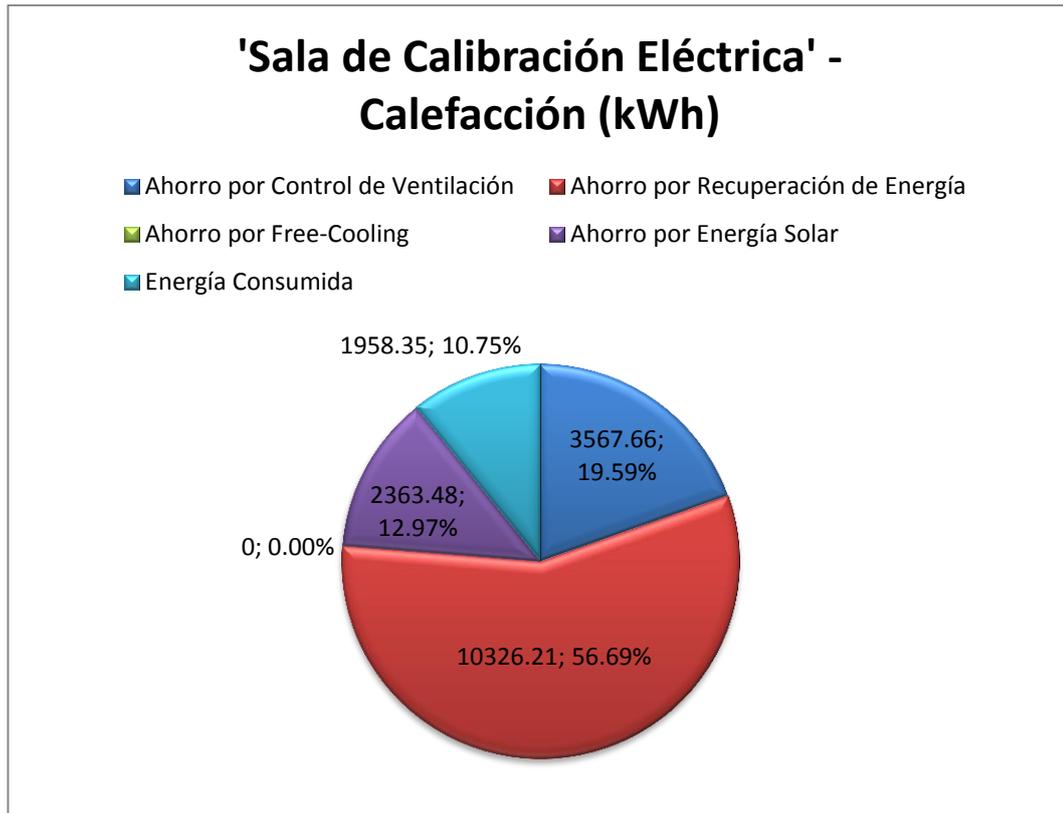


Ilustración 4.3. Energía de Calefacción Demandada en la 'Sala de Calibración Eléctrica'

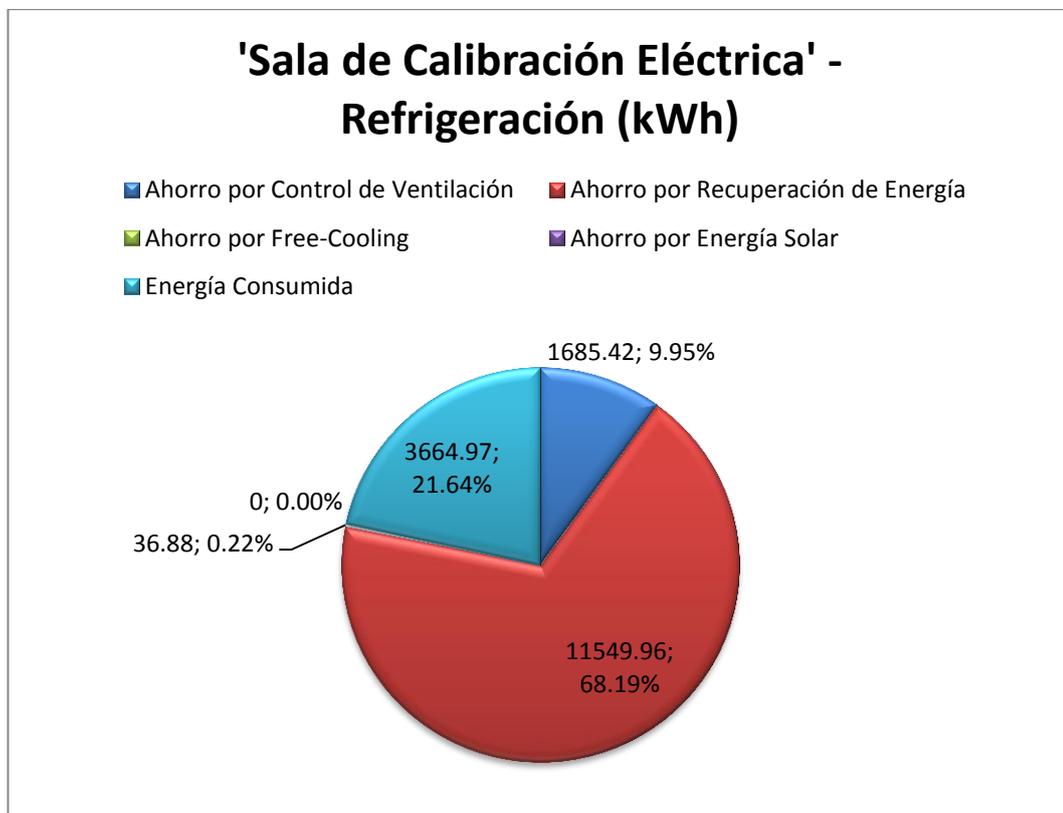


Ilustración 4.4. Energía de Refrigeración Demandada en la 'Sala de Calibración Eléctrica'

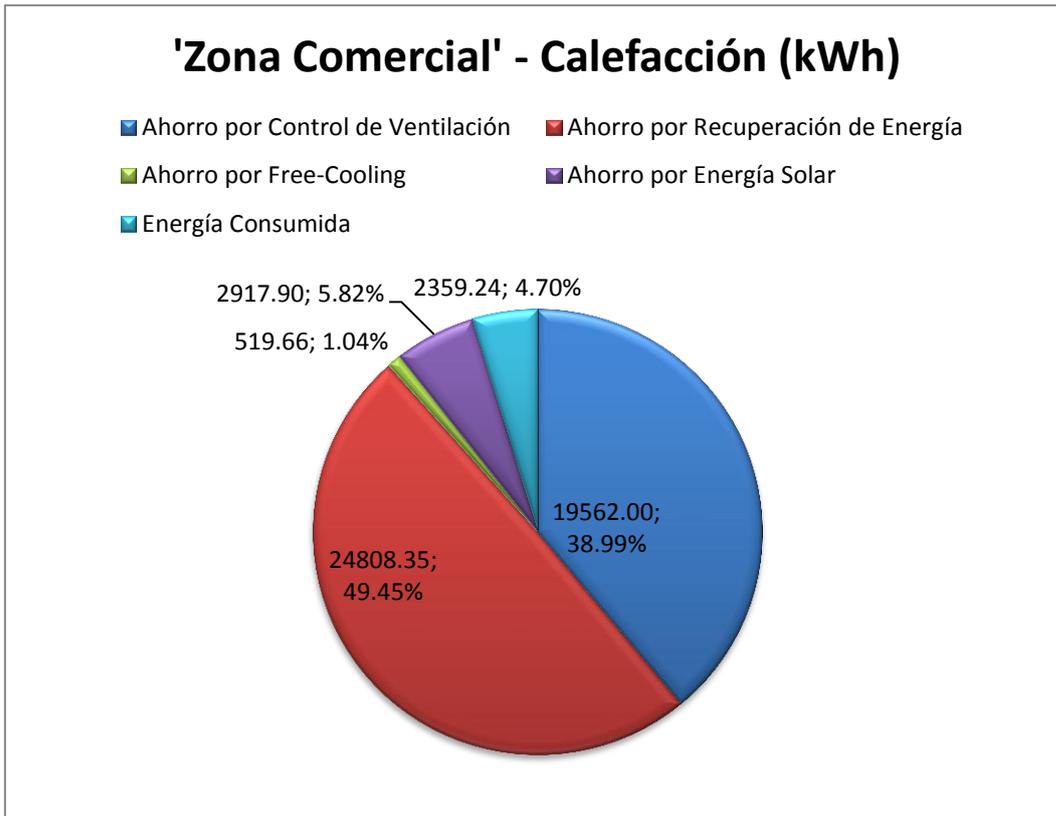


Ilustración 4.5. Energía de Calefacción Demandada en la 'Zona Comercial'

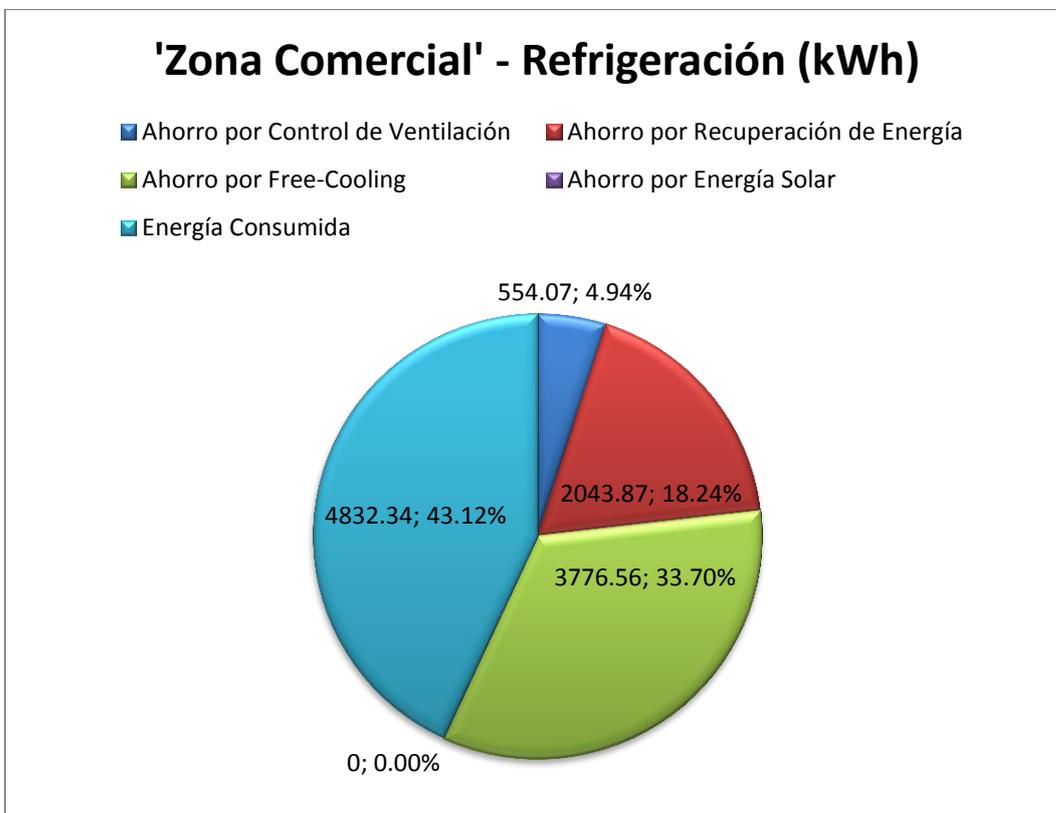


Ilustración 4.6. Energía de refrigeración Demandada en la 'Zona Comercial'

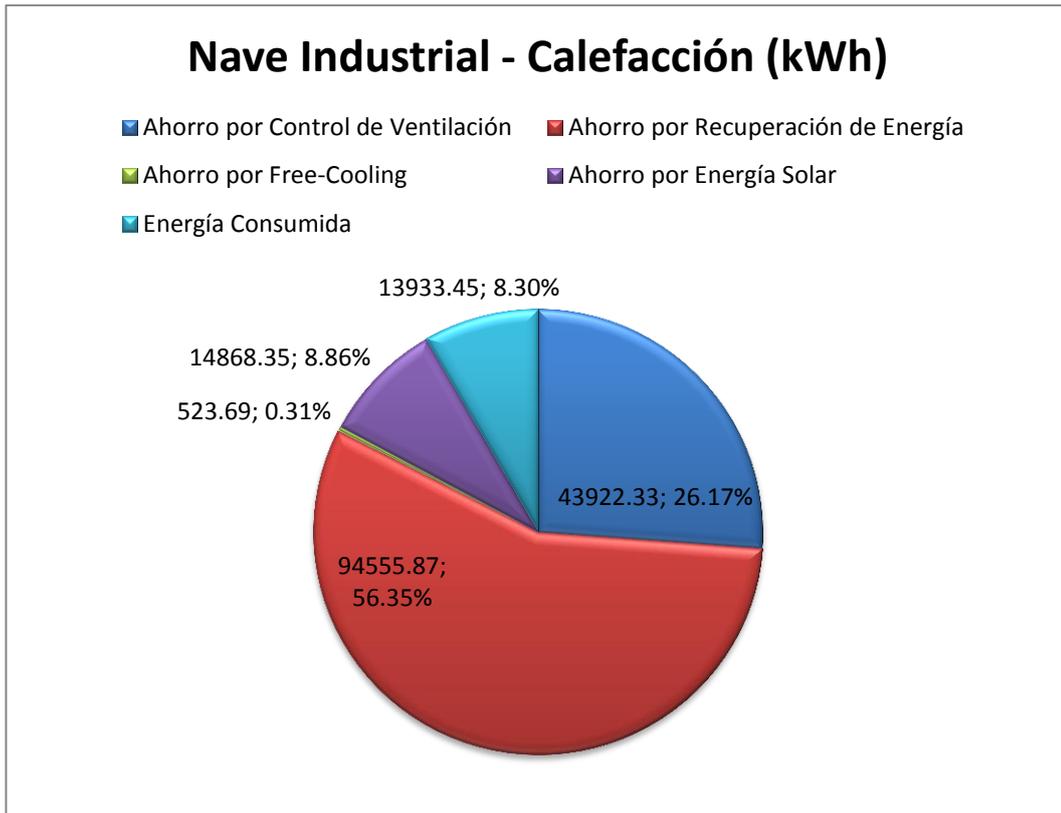


Ilustración 4.7. Energía de Calefacción Demandada en la Nave Industrial

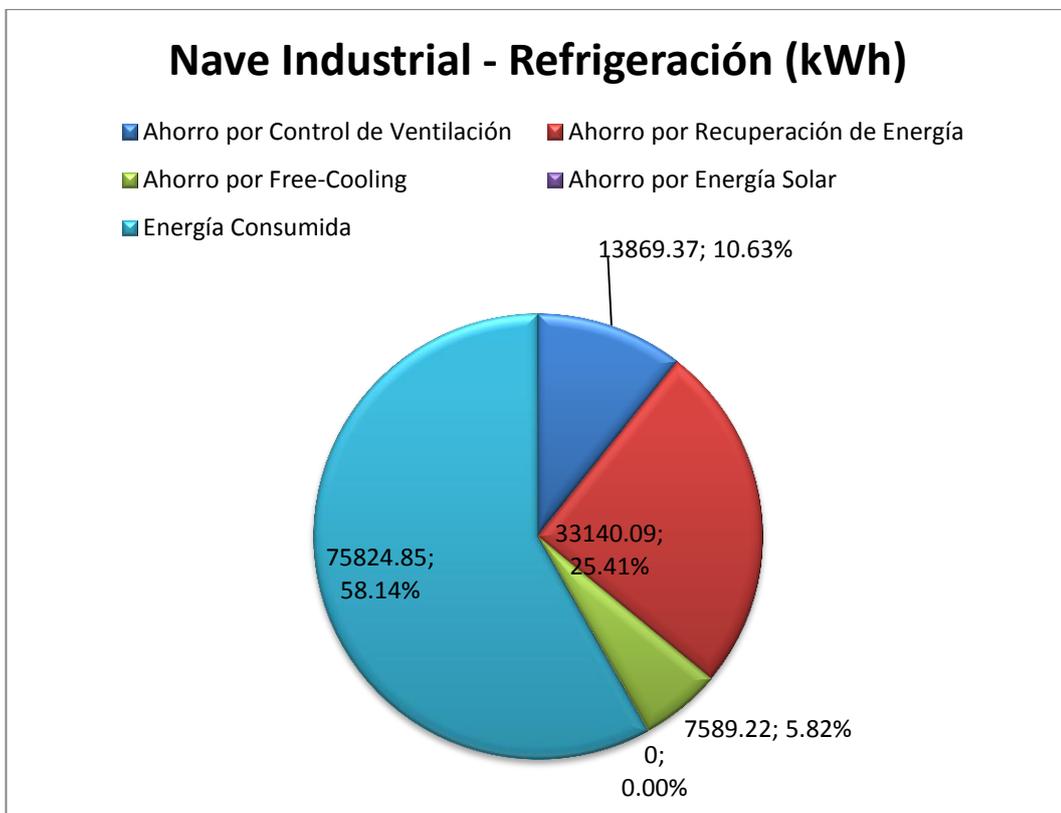


Ilustración 4.8. Energía de Refrigeración Demandada en la Nave Industrial

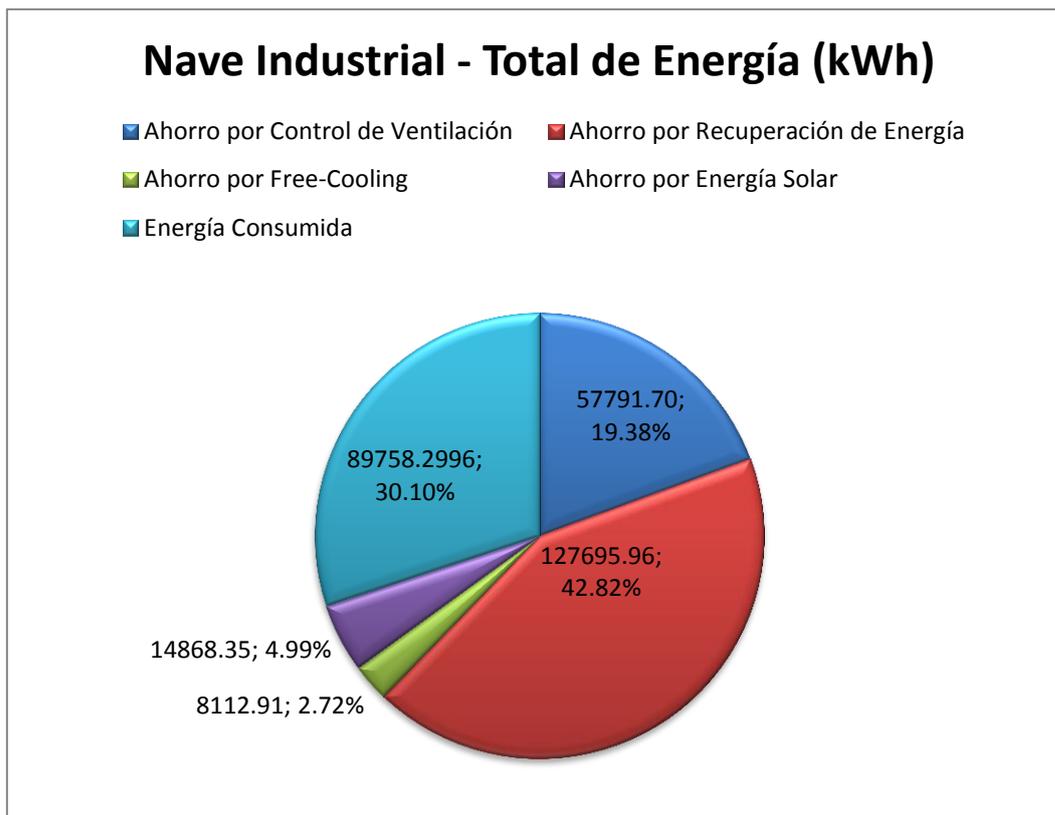


Ilustración 4.9. Energía Total Demandada en la Nave Industrial

4.2. Conclusiones

A la vista de los resultados y conociendo los datos de los cuales hemos partido, podemos sacar las siguientes conclusiones:

- A la vista de los resultados de la ilustración 3.9, podemos afirmar que una buena combinación de métodos de ahorro de energía, puede provocar que reduzcamos la necesidad de energía térmica hasta llegar a valores de en torno al 25-35 %, según el rendimiento de los sistemas que utilicemos.
- A la vista de los resultados arrojados por las ilustraciones 3.7 y 3.8, podemos afirmar que en general, el efecto de free cooling para calefacción (free-heating) es casi nulo y por lo tanto este método solo debería utilizarse si ofrece buenos resultados para refrigeración. El porqué de este hecho radica en que es muy poco probable que cuando tengamos demanda de calefacción, la temperatura sea superior a la de los locales, ya que normalmente, hasta en invierno, los locales demandan refrigeración, generalmente a las cargas internas que se producen en ellos debido a la maquinaria, personas, iluminación, etc.

- Si nos fijamos en la ilustración 3.6, podemos observar que en ese caso (refrigeración en zona comercial), el uso del free-cooling, permite ahorrar aproximadamente el 30 % de la energía demandada para refrigeración. esto es achacable a que en esa zona en régimen de verano, se alcanza una temperatura de 26 °C, por lo que hay mayor probabilidad de utilizar el free-cooling. Además, los locales interiores en invierno, al no tener apenas pérdidas de calor, demandan refrigeración, por lo que estos locales estarán prácticamente siempre en invierno utilizando exclusivamente free-cooling, no siendo así en los locales periféricos. Esto también se puede apreciar en el ANEXO VII. De esto deducimos que en general, cuando tengamos locales interiores, el sistema de free-cooling deberá tenerse siempre en cuenta, ya que proporciona importantes ahorros.
- Si observamos en general todas las ilustraciones (de la 3.1 a la 3.9), podemos apreciar que la reducción de consumo que obtenemos eliminando el caudal de ventilación en los momentos en que no es necesario, es muy importante (del orden del 20 %). Esto es debido a que generalmente estas mayores demandas de energía se producían en los momentos en que la ocupación no era completa, produciendo los picos de consumo que podemos apreciar en el ANEXO IV, y que posteriormente desaparecen en el ANEXO V. Además la ventaja que tiene este método es que es realizable con la implantación de unas sondas de CO₂ las cuales tienen en el mercado un coste relativamente bajo, por lo que concluimos que es una medida que debemos implantar siempre que nos sea posible.
- Los resultados de ahorro de energía por radiación solar son relativamente bajos (en torno a un 9 % de la energía de calefacción y un 5 % del total), tal y como vemos en las ilustraciones 3.7 y 3.9. Esto es debido a que pese a tener coberturas del 100 % entre los meses de Abril a Octubre, en los meses que tenemos mayor demanda de calefacción, tenemos coberturas de solamente el 30 %. Esto se podría solucionar con la colocación de más colectores solares para aumentar así la cobertura. No obstante, no hay que olvidar que durante los meses de verano, estamos desaprovechando totalmente todo el aumento del campo de colectores que hagamos, lo que provocaría un periodo de amortización mayor, llegando en casos extremos a ser totalmente ineficiente el uso de estos paneles.
- Podemos apreciar a la vista de todos los resultados obtenidos, que el sistema con el que hemos obtenido un mayor ahorro energético, es con la instalación de los recuperadores de energía (un 42 % del total),

tal y como vemos en la ilustración 3.9. No obstante, esto es debido a que hemos escogido unos sistemas con unos eficacias muy altos (entre un 80 % y un 85 %), por lo que era previsible obtener este ahorro que es aproximadamente de 128.000 kWh. No obstante, no debemos olvidarnos que a mayor rendimiento y prestaciones de los recuperadores, también será mayor su precio y la posibilidad de que deje de ser rentable.

4.3. Líneas Futuras

Este trabajo, se ha dedicado exclusivamente a analizar la evolución de la demanda térmica SENSIBLE sin tener en cuenta otros factores que puedan causar un aumento de la energía primaria demandada. conforme a esto y a las conclusiones halladas, se proponen las siguientes vías:

- Estudio complementario al presente que analice también la demanda de energía latente, y de las medidas para el ahorro de la misma.
- Estudio energético completo, incluyendo los gastos ocasionados por las pérdidas de presión producidas en las tuberías y que han de vencer los sistemas de impulsión.
- Estudio de la posible implantación de otros sistemas de ahorro de energía tales como cogeneración, enfriamiento solar mediante máquinas de enfriamiento por absorción, etc.
- Estudio energético de las variables de operación (temperatura, humedad, etc), que permitan optimizar el consumo de energía manteniendo en niveles adecuados los parámetros de confort térmico.

Bibliografía

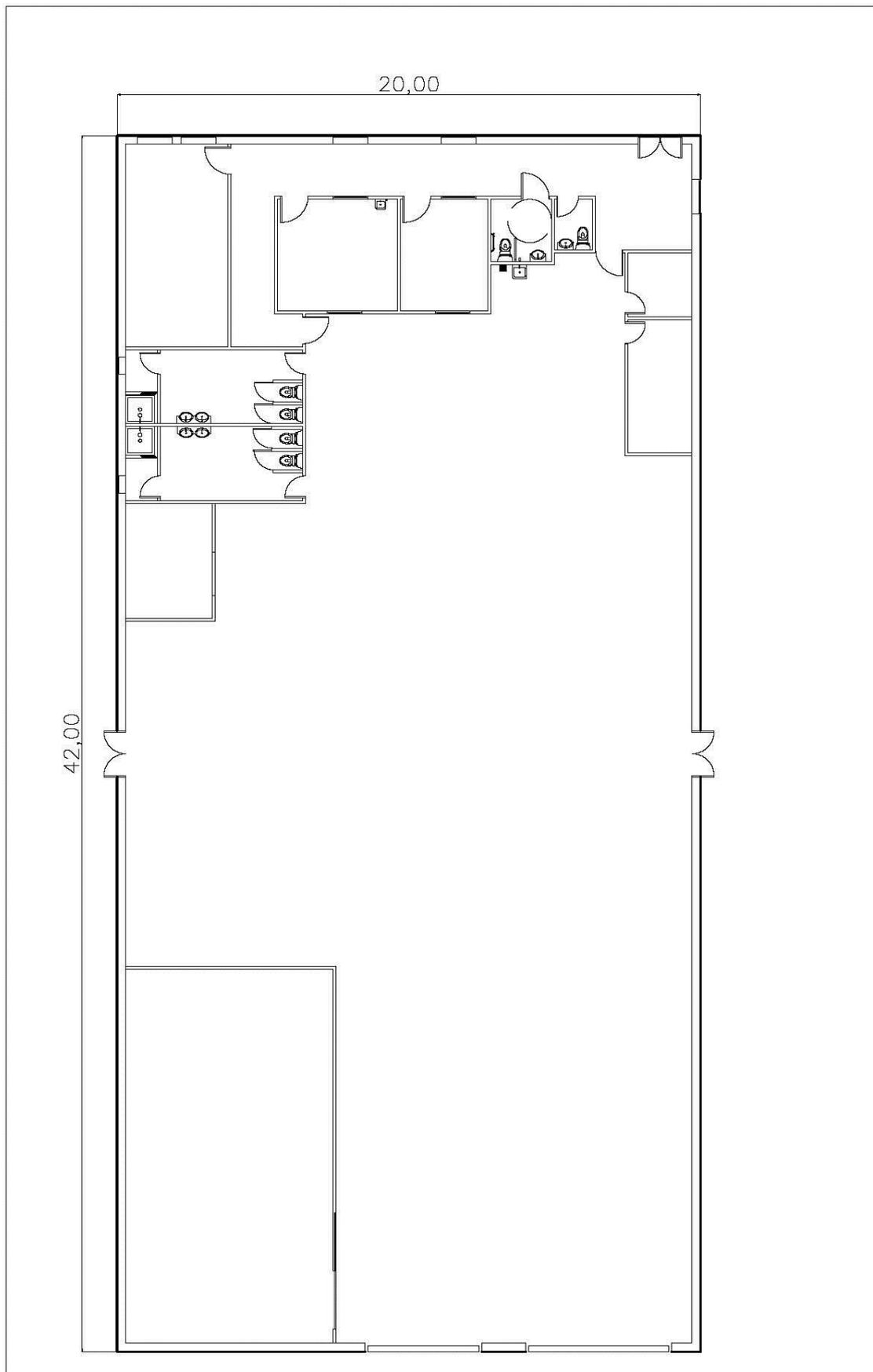
- [1] - Rey Martínez, F. Javier; Velasco Gómez, Eloy; Hernández Gallego, Eva; Curso Universitario de Ingeniería de Climatización; Valladolid: Universidad de Valladolid, GIR de Termotecnia, Noviembre 2006; ISBN: 84-933938-4-3
- [2] - ATECYR; Guía Técnica: Ahorro y Recuperación de Energía en Instalaciones de Climatización; Madrid:IDAE, Junio 2012; ISBN: 978-84-96680-53-1
- [3] - España; Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios; RD 1027/2007; Boletín Oficial del Estado; 29 de Agosto de 2007; núm. 207; p.35931
- [4] - Carrier; Air Conditioning Company; Manual de Aire Acondicionado = Handbook of Air Conditioning System Design; Alarcón Creus, José (trad.); Barcelona: Marcombo, 2008; ISBN: 84-933938-4-3
- [5] - AENOR. Ergonomía del ambiente térmico. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local; UNE-EN ISO 7730:2006; Madrid: AENOR, 2006
- [6] - AENOR. Ventilación de edificios. Unidades de tratamiento de aire. Clasificación y rendimientos de unidades, componentes y secciones; UNE-EN 13053:2007+A1:2012; Madrid: AENOR, 2002
- [7] - Mataix, Claudio; Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas, Ventiladores; Madrid: ICAI, 2009; ISBN: 978-84-8468-252-3
- [8] - Universidad de Valladolid. Grupo de Termotecnia / DTIE 8.01 : Recuperación de energía en sistemas de climatización; Madrid : ATECYR, 1996; ISBN: 84-921270-5-8
- [9] - España; Reglamento de Instalaciones de Calefacción, Climatización y Agua Caliente Sanitaria; RD 1618/1980; Boletín Oficial del Estado; 6 de Agosto de 1980; núm. 188; p.17701
- [10] - United States Energy Information Administration [en línea]:Energy Information Administration <<http://www.eia.gov> >; [Consulta: 16 de Julio de 2014]
- [11] - España; Plan de Energías Renovables 2011-2020; Madrid:IDAE, Noviembre 2011;
- [12] - España; Documento Básico DB-HE «Ahorro de Energía», del Código Técnico de la Edificación; Orden FOM/1635/2013; Boletín Oficial del Estado; 12 de Septiembre de 2013; núm. 219; p.67137

- [13] - AENOR. Ventilación de edificios. Criterios de diseño para el ambiente interior; UNE-CR 1752:2008 IN; Madrid: AENOR, 2008

ANEXO I

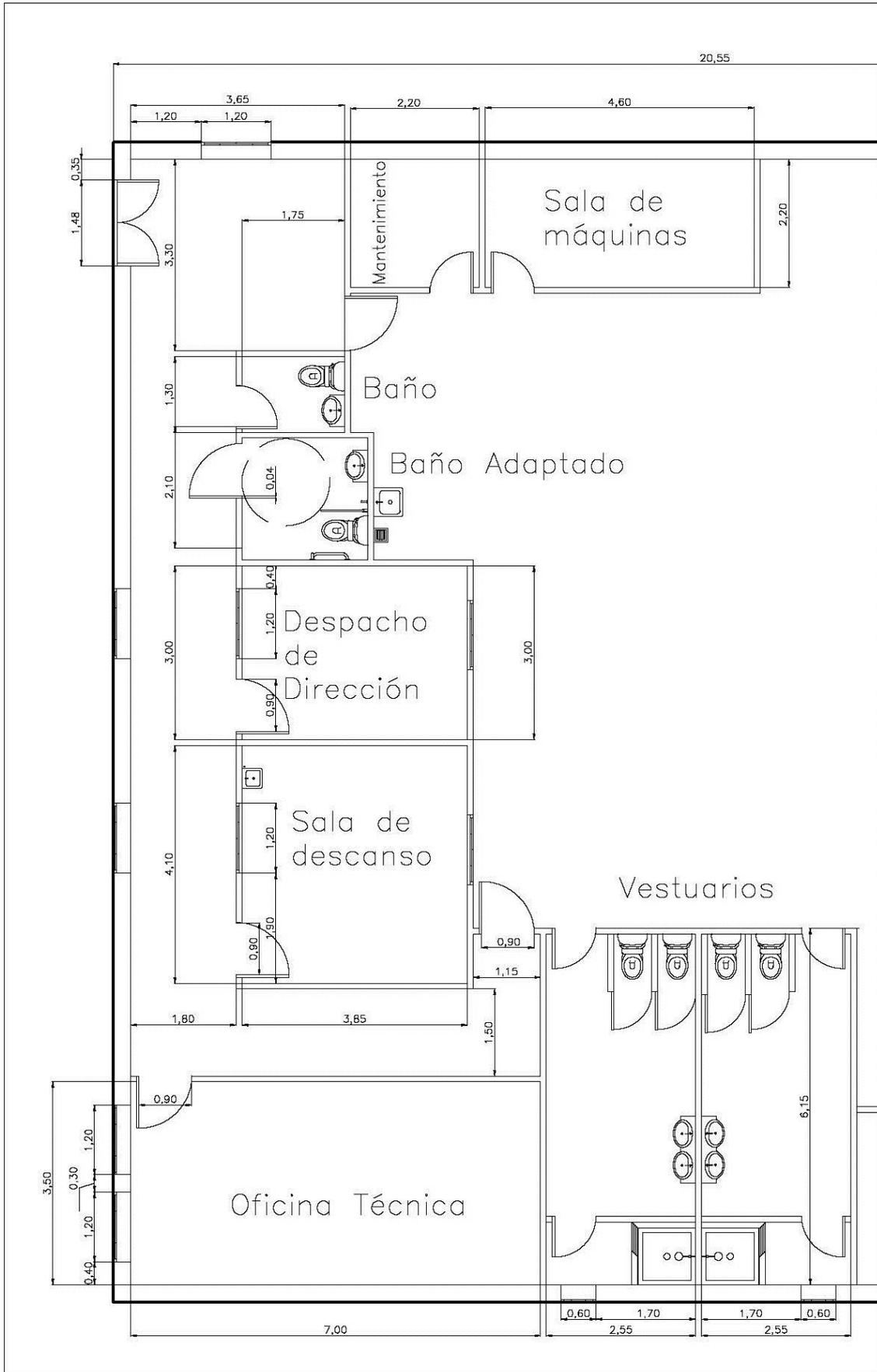
PLANO DEL PLANTA DE LA NAVE

ANEXO I - Plano de Planta de la Nave

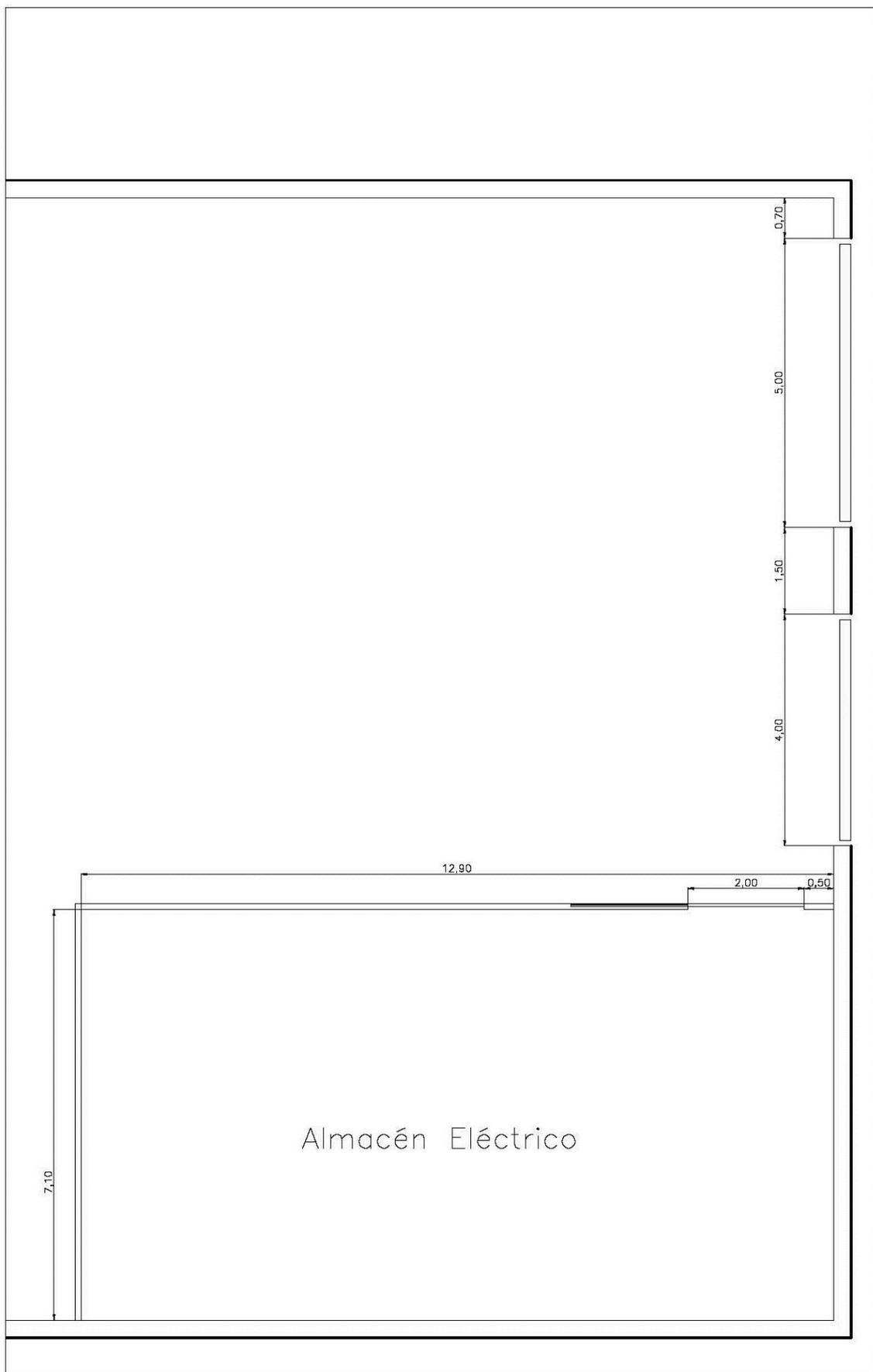


Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado/Calefacción, Incluyendo Métodos Recuperativos y Energía Solar

ANEXO I - Plano de Planta de la Nave



Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado/Calefacción, Incluyendo Métodos Recuperativos y Energía Solar



ANEXO II

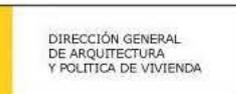
INFORME LIDER

Código Técnico de la Edificación



LIDER
DOCUMENTO
BÁSICO HE
AHORRO DE ENERGÍA

HE1: LIMITACIÓN
DE DEMANDA
ENERGÉTICA



Proyecto: Nave Industrial
Fecha: 13/06/2014
Localidad: Valladolid
Comunidad: Castilla y León

 HE-1 Opción General	Proyecto Nave Industrial	
	Localidad Valladolid	Comunidad Castilla y León

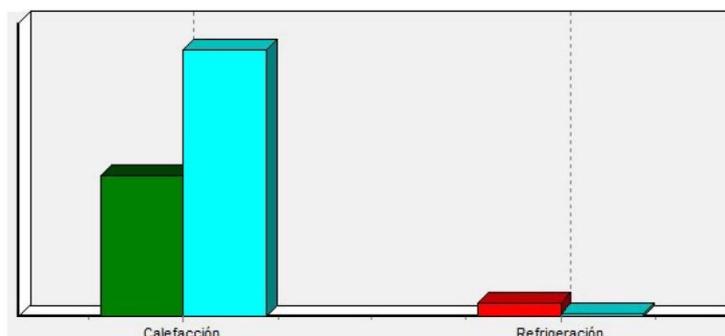
1. DATOS GENERALES

Nombre del Proyecto Nave Industrial	
Localidad Valladolid	Comunidad Autónoma Castilla y León
Dirección del Proyecto C/ Helio	
Autor del Proyecto Enrique Martín Guillem	
Autor de la Calificación Universidad de Valladolid	
E-mail de contacto enrique.martin.guillem@alumnos.uva.es	Teléfono de contacto 666666666
Tipo de edificio Terciario	

2. CONFORMIDAD CON LA REGLAMENTACIÓN

El edificio descrito en este informe CUMPLE con la reglamentación establecida por el código técnico de la edificación, en su documento básico HE1.

	Calefacción	Refrigeración
% de la demanda de Referencia	52.8	452.6
Proporción relativa calefacción refrigeración	91.8	8.2



En el caso de edificios de viviendas el cumplimiento indicado anteriormente no incluye la comprobación de la transmitancia límite de 1,2 W/m²K establecida para las particiones interiores que separan las unidades de uso con sistema de calefacción previsto en el proyecto, con las zonas comunes del edificio no calefactadas.

Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado/Calefacción, Incluyendo Métodos Recuperativos y Energía Solar

 HE-1 Opción General	Proyecto Nave Industrial	
	Localidad Valladolid	Comunidad Castilla y León

3. DESCRIPCIÓN GEOMÉTRICA Y CONSTRUCTIVA

3.1. Espacios

Nombre	Planta	Uso	Clase higrómetros	Área (m ²)	Altura (m)
P01_E02	P01	Intensidad Media - 12h	3	144.12	2.55
P01_E03	P01	Intensidad Media - 12h	3	95.63	2.55
P01_E01	P01	Intensidad Media - 12h	3	564.94	2.55
P01_E04	P01	Intensidad Baja - 8h	3	16.80	2.55

3.2. Cerramientos opacos

3.2.1 Materiales

Nombre	K (W/mK)	e (kg/m ³)	Cp (J/kgK)	R (m ² K/W)	Z (m ² sPa/kg)	Just.
Panel Sandwich	0.019	222.00	616.00	-	1	SI
Enfoscado de Cemento	1.400	2000.00	879.00	-	1	SI
Panel Techo Interior	0.063	424.00	803.00	-	1	SI
Hormigon en masa	1.600	2150.00	1000.00	-	70	SI
Enlucido de yeso aislante 600 < d < 900	0.300	750.00	1000.00	-	6	SI
1/2 pie LP métrico o catalán 80 mm < G < 10	0.512	900.00	1000.00	-	10	SI
Tabique de LH sencillo Gran Formato [40 m	0.228	670.00	1000.00	-	10	SI
XPS Expandido con dióxido de carbono CO ₂	0.034	37.50	1000.00	-	100	SI
EPS Poliestireno Expandido [0.029 W/[mK]]	0.029	30.00	1000.00	-	20	SI
Cámara de aire sin ventilar vertical 1 cm	-	-	-	0.15	-	SI
Hormigón en masa 2000 < d < 2300	1.650	2150.00	1000.00	-	70	SI

 HE-1 Opción General	Proyecto Nave Industrial	
	Localidad Valladolid	Comunidad Castilla y León

3.2.2 Composición de Cerramientos

Nombre	U (W/m ² K)	Material	Espesor (m)
Cerramiento Interior	2.02	Enlucido de yeso aislante 600 < d < 900	0.015
		1/2 pie LP métrico o catalán 80 mm < G < 100 mm	0.115
		Enlucido de yeso aislante 600 < d < 900	0.015
Cerramiento Separacion Zonas	0.72	Enlucido de yeso aislante 600 < d < 900	0.015
		Tabique de LH sencillo Gran Formato [40 mm <	0.060
		XPS Expandido con dióxido de carbono CO2 [0.	0.020
		Tabique de LH sencillo Gran Formato [40 mm <	0.060
		Enlucido de yeso aislante 600 < d < 900	0.015
Cubierta	0.36	Panel Sandwich	0.050
Muro Exterior	0.54	Enfoscado de Cemento	0.015
		1/2 pie LP métrico o catalán 80 mm < G < 100 mm	0.115
		EPS Poliestireno Expandido [0.029 W/[mK]]	0.030
		Cámara de aire sin ventilar vertical 1 cm	0.000
		1/2 pie LP métrico o catalán 80 mm < G < 100 mm	0.115
		Enlucido de yeso aislante 600 < d < 900	0.015
Solera Convencional	1.09	EPS Poliestireno Expandido [0.029 W/[mK]]	0.020
		Hormigón en masa 2000 < d < 2300	0.100
Solera Industrial	1.04	EPS Poliestireno Expandido [0.029 W/[mK]]	0.020
		Hormigon en masa	0.160
Techo Interior	0.73	Panel Techo Interior	0.076

3.3. Cerramientos semitransparentes

 HE-1 Opción General	Proyecto Nave Industrial	
	Localidad Valladolid	Comunidad Castilla y León

3.3.1 Vidrios

Nombre	U (W/m ² K)	Factor solar	Just.
VER_DB2_4-12-331	1.80	0.87	SI
VER_M_4	5.70	0.85	SI
VER_DB2_4-12-4	1.80	0.71	SI

3.3.2 Marcos

Nombre	U (W/m ² K)	Just.
Aluminio	3.49	SI
VER_PVC dos cámaras	2.20	SI

3.3.3 Huecos

Nombre	Puerta Exterior
Acrilamiento	VER_DB2_4-12-331
Marco	Aluminio
% Hueco	73.00
Permeabilidad m ³ /hm ² a 100Pa	60.00
U (W/m ² K)	3.03
Factor solar	0.33
Justificación	SI

Nombre	Ventana Exterior
Acrilamiento	VER_DB2_4-12-4

 HE-1 Opción General	Proyecto Nave Industrial	
	Localidad Valladolid	Comunidad Castilla y León

Marco	VER_PVC dos cámaras
% Hueco	11.00
Permeabilidad m³/hm² a 100Pa	25.00
U (W/m²K)	1.84
Factor solar	0.64
Justificación	SI

Nombre	Puertas Emergencia
Acristalamiento	VER_M_4
Marco	Aluminio
% Hueco	100.00
Permeabilidad m³/hm² a 100Pa	60.00
U (W/m²K)	3.49
Factor solar	0.13
Justificación	SI

Nombre	Verja
Acristalamiento	VER_M_4
Marco	Aluminio
% Hueco	100.00
Permeabilidad m³/hm² a 100Pa	60.00
U (W/m²K)	3.49
Factor solar	0.13
Justificación	SI

 CTE <small>CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN</small>	HE-1	Proyecto	
	Opción General	Nave Industrial	
		Localidad	Comunidad
		Valladolid	Castilla y León

3.4. Puentes Térmicos

En el cálculo de la demanda energética, se han utilizado los siguientes valores de transmitancias térmicas lineales y factores de temperatura superficial de los puentes térmicos.

	Y W/(mK)	FRSI
Encuentro forjado-fachada	0.41	0.76
Encuentro suelo exterior-fachada	0.46	0.74
Encuentro cubierta-fachada	0.39	0.72
Esquina saliente	0.08	0.84
Hueco ventana	0.27	0.64
Esquina entrante	-0.15	0.91
Pilar	0.06	0.86
Unión solera pared exterior	0.14	0.75

 CTE <small>CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN</small>	HE-1 Opción General	Proyecto Nave Industrial	
		Localidad Valladolid	Comunidad Castilla y León

4. Resultados

4.1. Resultados por espacios

Espacios	Área (m ²)	Nº espacios iguales	Calefacción % de max	Calefacción % de ref	Refrigeración % de max	Refrigeración % de ref
P01_E02	144.1	1	96.2	47.0	100.0	116.4
P01_E03	95.6	1	100.0	49.9	0.0	0.0
P01_E01	564.9	1	50.5	57.3	73.7	0.0

	HE-1 Opción General	Proyecto	
		Nave Industrial	
		Localidad	Comunidad
		Valladolid	Castilla y León

5. Lista de comprobación

Los parámetros característicos de los siguientes elementos del edificio deben acreditarse en el proyecto

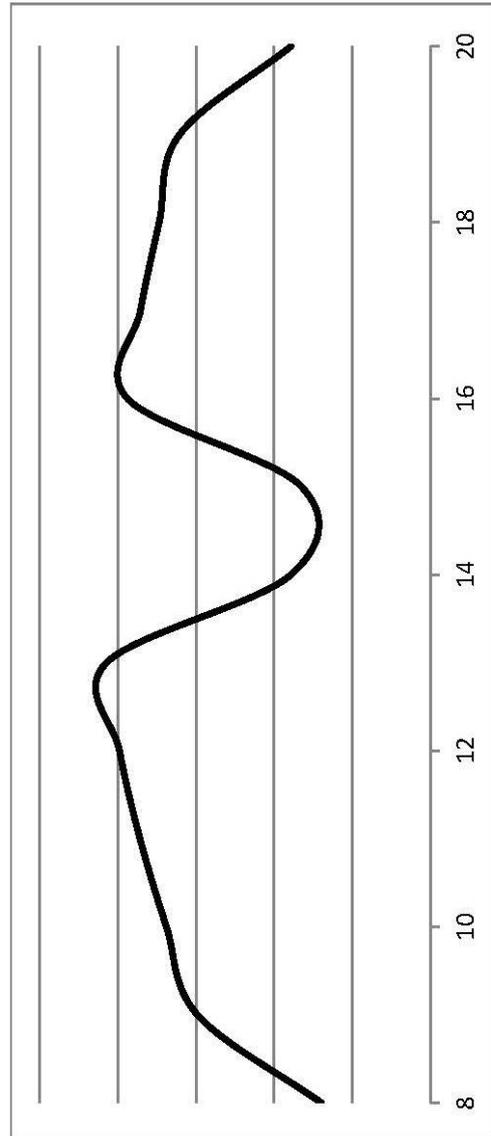
	HE-1 Opción General	Proyecto Nave Industrial	
		Localidad Valladolid	Comunidad Castilla y León

ANEXO III

CURVAS DE CARGA INTERNA Y EXTERNA DE LOS LOCALES

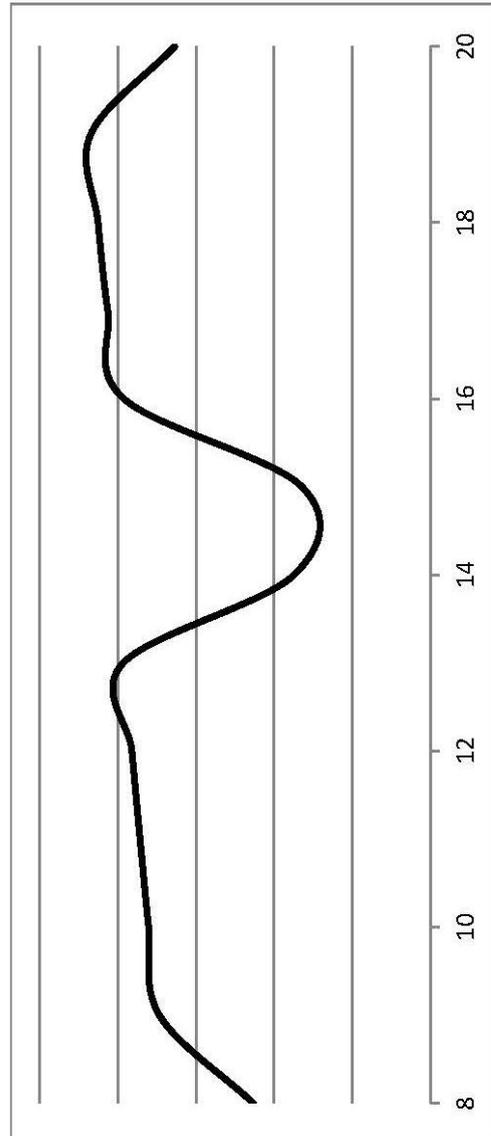
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Zona Industrial' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-14986	-15073	-11523	-4929	15046	19767	21876	20672	16325	-590	-6636	-11829
9	-6080	-6020	-2465	4105	26177	30873	32993	31761	27216	8451	2266	-3007
10	-5262	-5201	-1668	4882	29009	33661	35805	34613	30014	9267	3080	-2202
11	-4541	-4504	-1010	5516	31422	36028	38205	37083	32500	9956	3799	-1470
12	-3869	-3877	-419	6070	33298	37865	40072	39026	34491	10590	4468	-782
13	-3296	-3344	72	6533	34486	39026	41253	40265	35774	11121	5043	-191
14	-19802	-19870	-16475	-10029	17973	22508	24740	23769	19301	-5404	-11464	-16687
15	-20167	-20217	-16815	-10368	17013	21568	23789	22789	18310	-5751	-11829	-17061
16	-3547	-3542	-102	6363	32557	37147	39344	38295	33791	10927	4795	-467
17	-3304	-3275	246	6753	14663	35989	38165	37065	32566	11196	5042	-223
18	-3231	-3297	237	6812	29655	34314	36475	35357	31034	11183	5114	-96
19	-3127	-3251	119	6672	27818	32472	34654	33791	30047	11228	5218	24
20	-11531	-11672	-8348	-1935	17995	22513	24839	24549	21409	2807	-3181	-8374



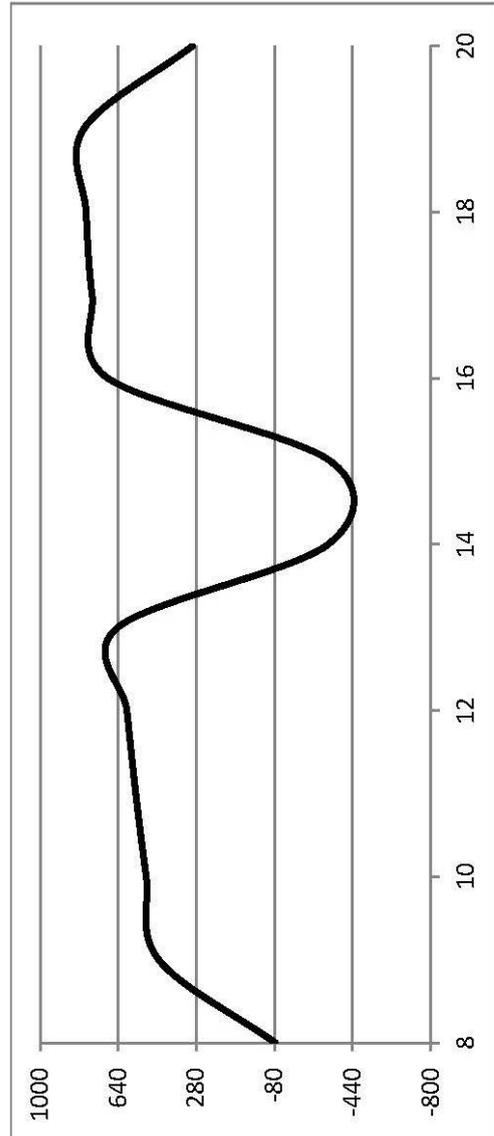
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Sala de Calibración Eléctrica' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-1842	-1852	-1485	-821	327	907	1245	1245	897	-151	-860	-1477
9	-1357	-1368	-1001	-335	806	1388	1724	1347	1370	333	-375	-992
10	-1309	-1318	-952	-286	859	1443	1778	1768	1412	383	-327	-942
11	-1285	-1294	-927	-260	901	1487	1818	1802	1440	407	-303	-920
12	-1269	-1277	-908	-239	943	1529	1860	1840	1470	424	-288	-905
13	-1256	-1263	-892	-222	987	1573	1903	1880	1504	438	-275	-892
14	-2161	-2166	-1794	-1122	111	699	1027	1002	623	-466	-1180	-1798
15	-2225	-2231	-1856	-1185	72	659	989	963	580	-530	-1244	-1863
16	-1335	-1338	-964	-291	983	1570	1899	1874	1491	362	-353	-974
17	-1270	-1272	-897	-224	1066	1652	1982	1958	1575	428	-288	-907
18	-1232	-1234	-859	-186	1116	1702	2032	2008	1626	466	-250	-870
19	-1204	-1205	-830	-158	1155	1740	2070	2047	1667	496	-222	-842
20	-1637	-1638	-1265	-592	725	1310	1641	1619	1240	60	-657	-1276



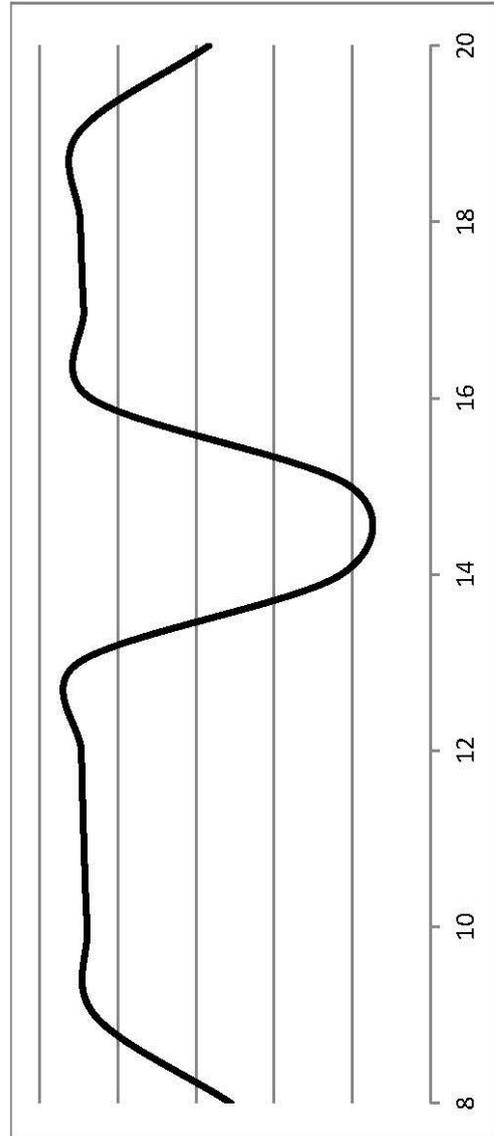
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Vestíbulo' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-1257	-1265	-1027	-579	-416	-84	114	127	-68	-201	-645	-1027
9	-697	-704	-466	-12	123	453	655	670	480	357	-82	-466
10	-654	-661	-417	32	185	511	711	731	548	403	-38	-424
11	-624	-626	-388	60	229	559	760	781	597	431	-9	-394
12	-598	-602	-363	88	271	600	804	827	641	455	13	-368
13	-578	-581	-340	109	320	642	850	875	697	476	37	-346
14	-1628	-1637	-1391	-936	-649	-327	-123	-92	-273	-573	-1016	-1396
15	-1671	-1678	-1437	-977	-664	-339	-134	-101	-284	-615	-1059	-1444
16	-619	-622	-380	72	361	687	892	922	733	441	-7	-391
17	-567	-575	-328	124	433	760	958	980	785	489	44	-341
18	-540	-549	-304	148	463	788	995	1010	811	516	70	-311
19	-521	-529	-284	163	474	799	1003	1030	847	536	90	-291
20	-1042	-1047	-808	-359	-21	298	507	540	359	15	-430	-814



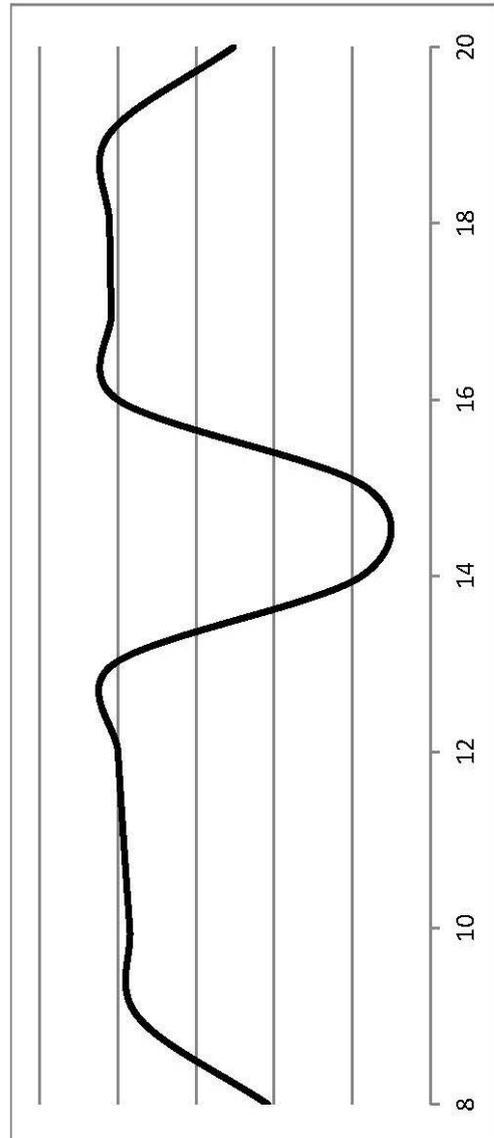
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Sala de Dirección' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	50	50	89	156	22	89	128	128	89	233	156	89
9	344	344	383	450	301	368	407	407	368	527	450	383
10	360	360	399	466	316	383	422	422	383	542	466	399
11	368	368	407	474	323	390	429	429	390	551	474	407
12	374	374	413	480	328	395	434	434	395	557	480	413
13	379	379	417	485	332	400	438	438	400	561	485	417
14	-184	-184	-145	-78	-204	-137	-98	-98	-137	-2	-78	-145
15	-204	-204	-165	-98	-222	-155	-116	-116	-155	-21	-98	-165
16	353	353	392	459	309	376	415	415	376	536	459	392
17	368	368	407	474	323	390	429	429	390	551	474	407
18	375	375	414	481	330	397	436	436	397	558	481	414
19	380	380	418	486	334	402	441	441	402	562	486	418
20	99	99	138	205	67	134	173	173	134	282	205	138



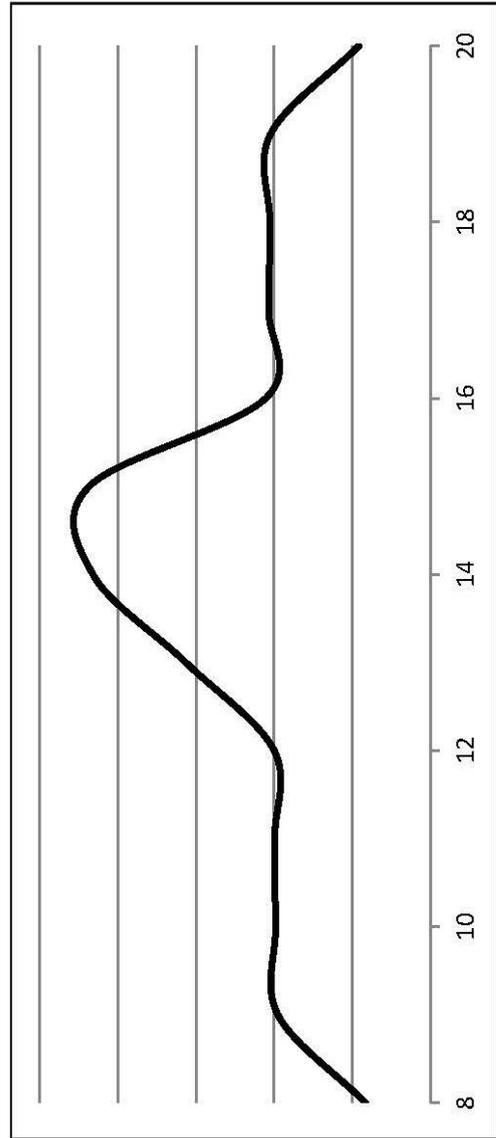
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Oficina Técnica' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-141	-144	-16	224	360	542	647	652	544	428	187	-18
9	709	706	834	1076	1193	1375	1480	1488	1387	1276	1040	832
10	742	740	869	1109	1248	1424	1533	1542	1444	1311	1073	865
11	763	763	889	1127	1287	1464	1573	1587	1488	1330	1094	886
12	781	779	905	1145	1323	1500	1611	1625	1521	1347	1109	904
13	790	790	917	1156	1352	1526	1639	1650	1550	1357	1122	915
14	-857	-861	-731	-488	-237	-61	49	61	-42	-290	-529	-733
15	-894	-898	-768	-523	-269	-90	18	31	-78	-327	-565	-772
16	746	745	874	1116	1321	1503	1610	1617	1502	1315	1075	868
17	780	777	909	1151	1359	1541	1643	1643	1525	1349	1109	901
18	798	795	925	1166	1372	1554	1662	1657	1537	1366	1127	921
19	810	807	937	1177	1379	1561	1666	1667	1549	1378	1140	933
20	-9	-12	116	355	646	761	868	871	753	559	320	113



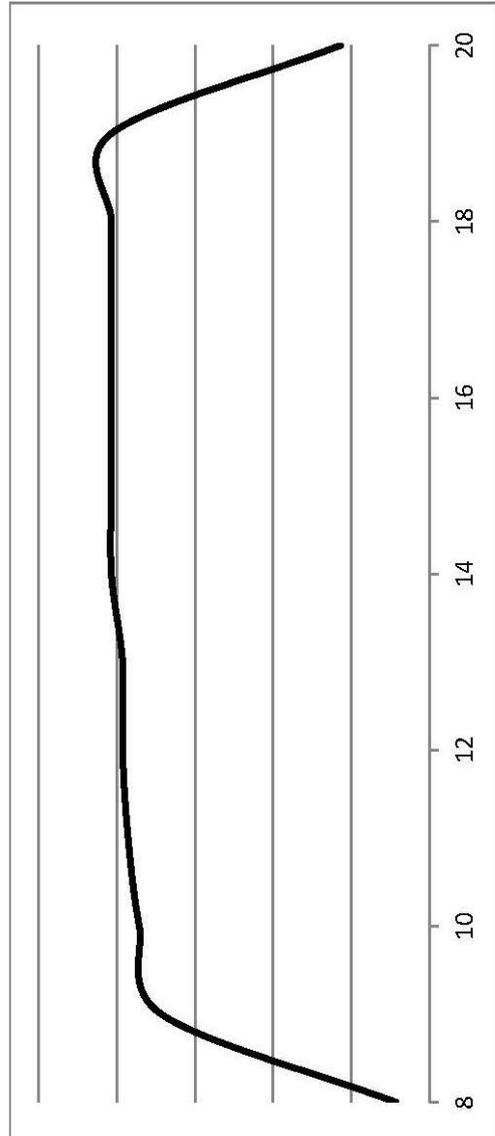
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Sala de Descanso' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-357	-357	-305	-214	-341	-250	-198	-198	-250	-109	-214	-305
9	148	148	200	291	131	221	274	274	221	396	291	200
10	161	161	214	305	142	233	285	285	233	410	305	214
11	168	168	220	311	148	238	290	290	238	416	311	220
12	172	172	224	316	151	241	294	294	241	421	316	224
13	681	681	733	825	625	716	768	768	716	930	825	733
14	1218	1218	1270	1361	1125	1215	1268	1268	1215	1466	1361	1270
15	1240	1240	1292	1383	1144	1234	1287	1287	1234	1488	1383	1292
16	225	225	278	369	196	286	339	339	286	474	369	278
17	206	206	259	350	180	270	323	323	270	455	350	259
18	199	199	252	343	174	264	317	317	264	448	343	252
19	195	195	247	339	170	260	312	312	260	444	339	247
20	-313	-313	-261	-170	-304	-214	-161	-161	-214	-65	-170	-261



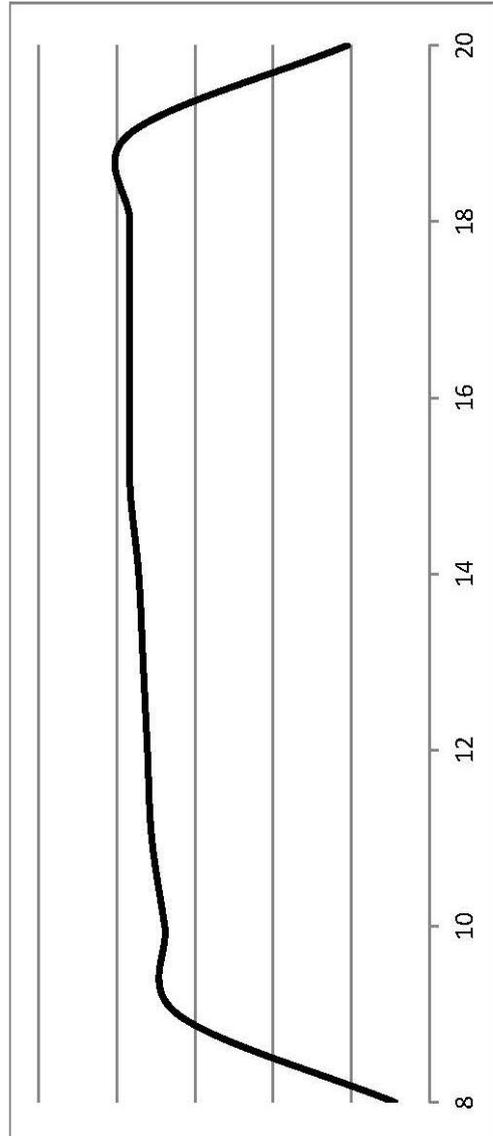
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Baño' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-57	-57	-49	-34	-57	-44	-35	-35	-44	-18	-34	-49
9	-9	-9	0	14	-15	-2	7	7	-2	30	14	0
10	-4	-4	5	19	-12	2	10	10	2	35	19	5
11	-2	-2	7	22	-10	4	12	12	4	37	22	7
12	0	0	8	23	-9	5	13	13	5	38	23	8
13	0	0	8	23	-9	5	13	13	5	38	23	8
14	2	2	10	25	-7	7	15	15	7	40	25	10
15	2	2	10	25	-7	7	15	15	7	40	25	10
16	2	2	10	25	-7	7	15	15	7	40	25	10
17	2	2	10	25	-7	7	15	15	7	40	25	10
18	2	2	10	25	-7	7	15	15	7	40	25	10
19	3	3	11	26	-7	7	15	15	7	42	26	11
20	-47	-47	-38	-24	-48	-34	-26	-26	-34	-8	-24	-38



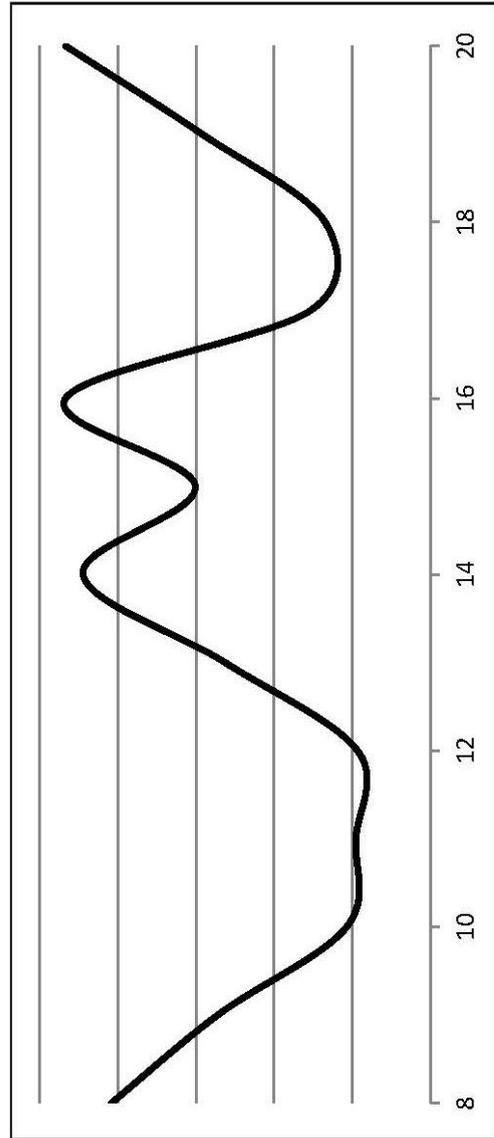
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Baño de Minusválidos' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-110	-110	-94	-67	-110	-82	-67	-67	-82	-35	-67	-94
9	-53	-53	-37	-10	-59	-32	-16	-16	-32	22	-10	-37
10	-48	-48	-32	-5	-56	-29	-13	-13	-29	27	-5	-32
11	-45	-45	-29	-2	-53	-26	-10	-10	-26	30	-2	-29
12	-44	-44	-28	0	-52	-25	-9	-9	-25	31	0	-28
13	-42	-42	-27	1	-51	-24	-8	-8	-24	32	1	-27
14	-41	-41	-26	2	-50	-23	-7	-7	-23	33	2	-26
15	-40	-40	-25	3	-49	-21	-6	-6	-21	34	3	-25
16	-40	-40	-25	3	-49	-21	-6	-6	-21	34	3	-25
17	-40	-40	-25	3	-49	-21	-6	-6	-21	34	3	-25
18	-40	-40	-25	3	-49	-21	-6	-6	-21	34	3	-25
19	-39	-39	-24	4	-49	-21	-6	-6	-21	35	4	-24
20	-97	-97	-81	-54	-98	-71	-55	-55	-71	-23	-54	-81



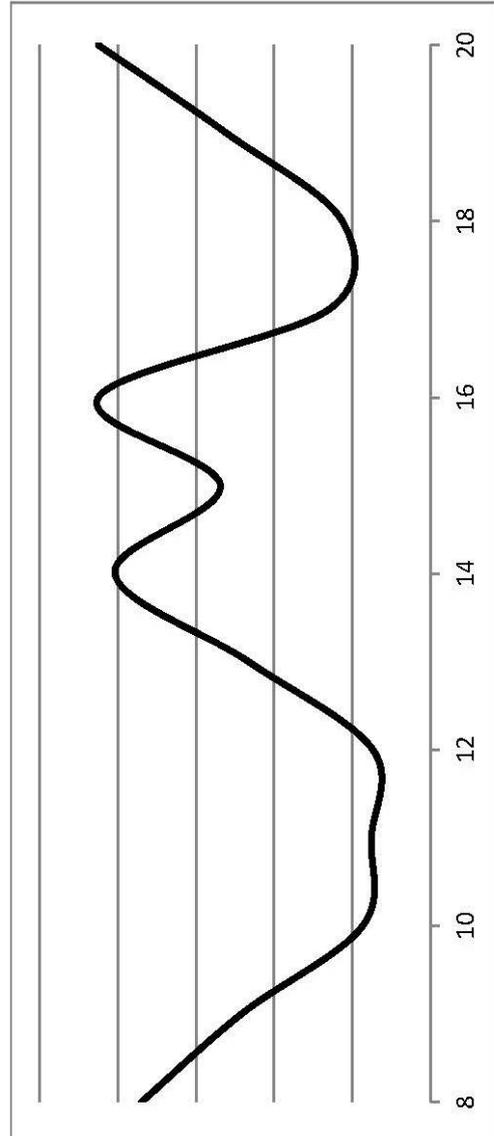
Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Vestuario 1' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-94	-95	-34	77	-65	34	91	90	30	191	70	-33
9	-248	-249	-187	-76	-194	-94	-38	-40	-100	37	-83	-187
10	-433	-434	-371	-261	-349	-249	-195	-197	-255	-147	-267	-371
11	-445	-446	-384	-272	-359	-260	-204	-207	-267	-160	-279	-383
12	-451	-452	-391	-280	-361	-262	-206	-209	-271	-166	-287	-390
13	-272	-273	-212	-99	-204	-103	-48	-52	-114	13	-107	-212
14	-75	-77	-14	-97	-34	68	122	119	54	211	90	-14
15	-237	-238	-175	-63	-166	-67	-11	-15	-79	49	-72	-176
16	-56	57	6	118	-12	89	144	141	77	229	109	5
17	-406	-406	-344	-233	-307	-206	-152	-155	-219	-120	-241	-345
18	-427	-427	-364	-254	-323	-223	-166	-170	-235	-141	-261	-366
19	-251	-251	-189	-78	-175	-75	-19	-23	-86	34	-88	-191
20	-58	-59	4	115	-11	89	143	141	78	227	107	3



Cargas Térmicas Internas y Externas en el Local 'Vestuario 2' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-78	-79	-18	93	-129	-30	27	26	-34	206	86	-17
9	-233	-234	-172	-60	-258	-158	-102	-104	-164	53	-68	-172
10	-417	-418	-355	-245	-413	-313	-259	-261	-319	-132	-251	-355
11	-429	-430	-368	-257	-423	-324	-268	-271	-331	-144	-263	-367
12	-436	-437	-375	-264	-425	-326	-270	-273	-335	-151	-271	-374
13	-257	-258	-196	-83	-268	-167	-112	-116	-178	29	-91	-196
14	-59	-61	2	113	-98	4	58	55	-10	226	106	2
15	-221	-222	-159	-48	-230	-131	-75	-79	-143	65	-56	-160
16	-40	-41	22	134	-76	25	80	77	13	245	124	21
17	-390	-390	-328	-217	-371	-270	-216	-219	-283	-104	-225	-329
18	-411	-411	-348	-238	-387	-287	-230	-234	-299	-125	-245	-350
19	-236	-237	-174	-62	-239	-139	-83	-87	-150	50	-72	-175
20	-42	-44	19	131	-75	25	79	77	14	243	122	18

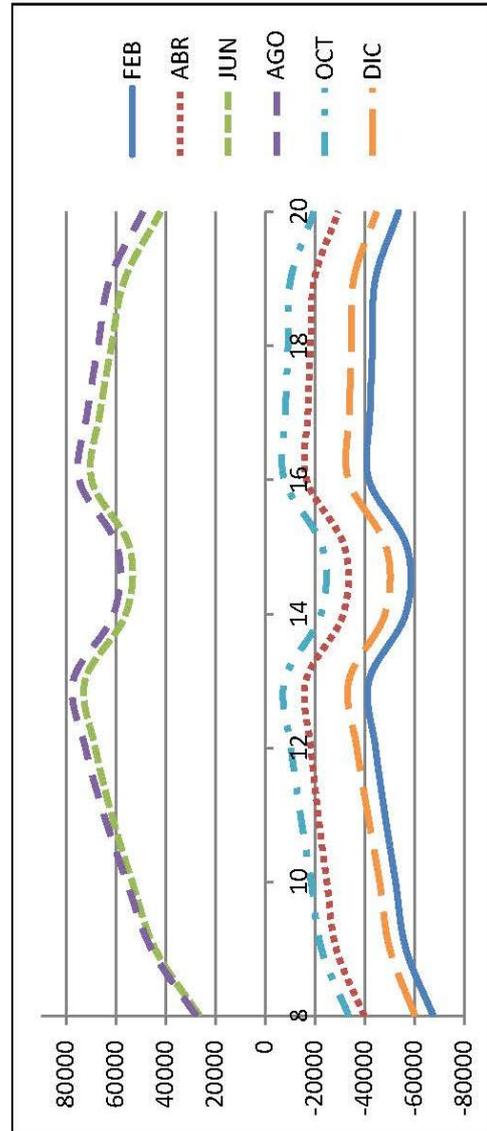


ANEXO IV

CURVAS DE DEMANDA POR ZONA Y LOCAL

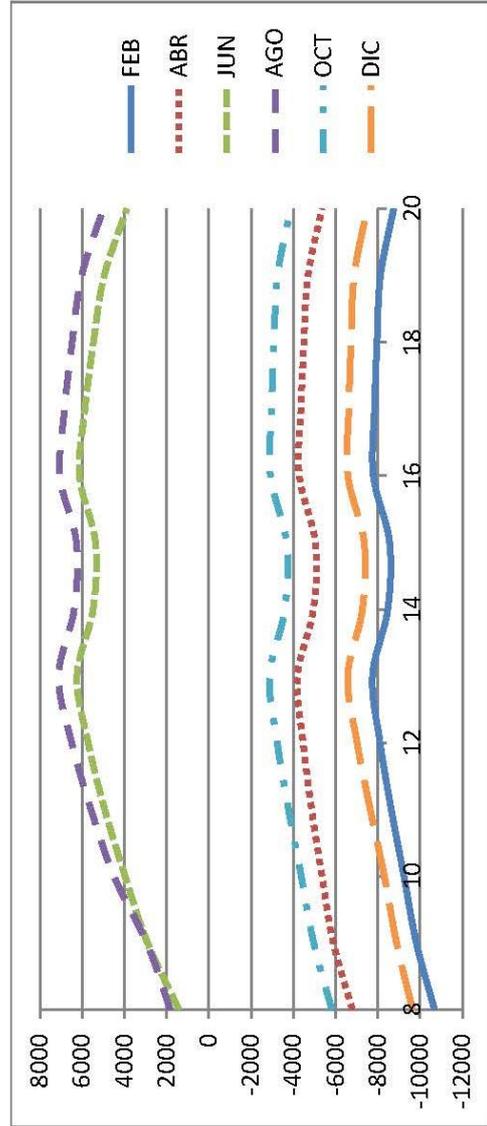
Demanda Térmica en la Zona 'Zona Industrial' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-67686.8459	-67601.8347	-58098.0097	-39888.4626	-17278.9872	15622.7484	26294.5955	30837.2949	27579.9071	-33663.7564	-48127.1052	-60275.9495
9	-57191.3985	-56567.9086	-46843.667	-28618.8739	-6073.45551	33590.7519	44135.7877	48790.4584	45603.7019	-22663.3491	-37648.5388	-50115.2085
10	-53048.8494	-52428.8672	-42858.2938	-24848.4471	-2511.54644	43012.5936	53360.5225	58191.1001	55498.1444	-18520.4561	-33511.9735	-46033.1377
11	-48470.4202	-48169.6639	-39002.2463	-21345.8732	802.93109	51538.8946	61587.2853	66678.5432	64686.733	-14247.8683	-28926.5288	-41324.946
12	-44244.2796	-44401.9117	-35702.4358	-18427.7683	3796.21955	58342.3958	68148.824	73472.5045	72163.122	-10445.0703	-24694.9799	-36888.731
13	-41186.6684	-41727.7141	-33406.1931	-16418.0398	5817.44434	62736.4032	72363.7445	77834.0141	77062.5901	-7759.85424	-21625.9259	-33642.2937
14	-55799.4123	-56490.467	-48315.4473	-31437.0209	-9929.5602	46336.0473	55882.8551	61408.5803	60805.6433	-22514.9955	-36235.1621	-48178.9211
15	-56280.3929	-56965.6471	-48797.3907	-31933.5915	-10448.3696	44867.0465	54435.0544	59974.1974	59365.5982	-22974.6084	-36718.3666	-48666.1379
16	-41071.235	-41733.6996	-33567.5292	-16729.0638	5335.25051	60064.7178	69644.7478	75183.5286	74623.3007	-7742.06485	-21503.2248	-33470.3005
17	-41518.8752	-42201.0336	-34020.9918	-17209.7629	4734.23992	39040.6966	66285.6531	71877.4075	71413.5864	-8200.84711	-21944.8811	-33896.9857
18	-42362.0468	-43192.8829	-35081.348	-18290.7066	3457.77987	52198.7343	61676.3596	67327.4473	67045.1688	-9191.57523	-22788.9927	-34667.1586
19	-43385.1234	-44338.3078	-36471.0002	-19801.1135	1679.6838	46916.1643	56288.1783	62061.8374	62300.6371	-10323.485	-23812.0693	-35648.5086
20	-52577.1813	-53618.1771	-45891.0707	-29452.8587	-8348.86064	32767.1893	41919.8098	47921.3423	48993.2224	-19598.0169	-32996.9809	-44805.7936



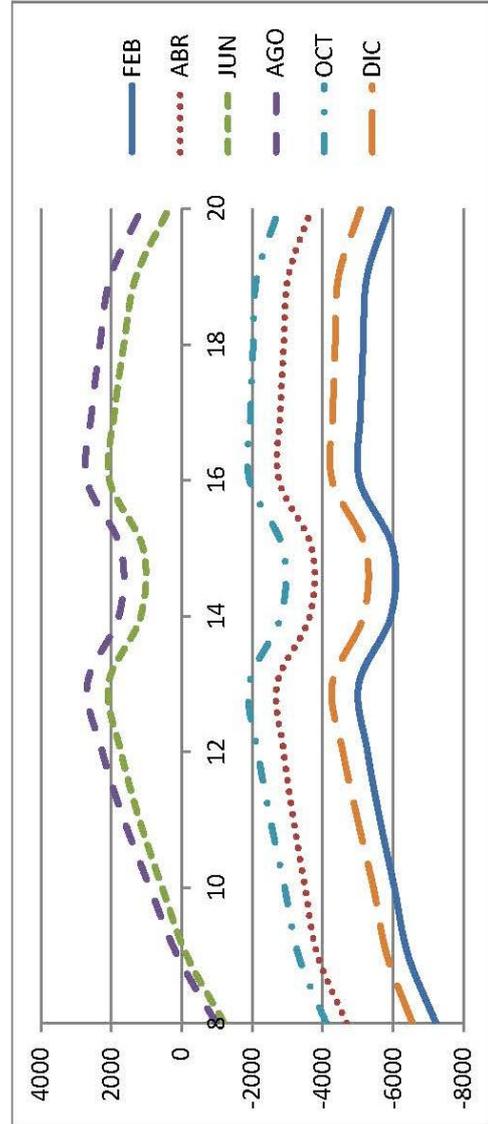
Demanda Térmica en la Zona 'Sala de Calibración Eléctrica' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-10692.3458	-10674.9724	-9340.09197	-6787.89293	-96.0053208	1416.30132	2144.92717	1826.9128	483.862186	-5813.60901	-7889.45448	-9636.00341
9	-9895.53163	-9814.8422	-8445.33488	-5885.18721	1389.75129	2900.33193	3642.93978	2941.4074	1979.54029	-4957.04858	-7094.74651	-8880.24175
10	-9308.87576	-9227.02029	-7879.80026	-5351.13806	2476.45888	3965.00653	4730.70737	4490.65396	3195.48032	-4368.15573	-6508.44762	-8299.45231
11	-8660.17607	-8625.94148	-7336.61146	-4860.12761	3479.0475	4929.46017	5727.15049	5581.37454	4400.60586	-3763.72133	-5858.32001	-7633.46289
12	-8068.15227	-8099.76829	-6878.24041	-4455.56515	4296.46319	5714.67187	6544.56618	6491.1622	5430.72946	-3232.97882	-5265.91539	-7011.07211
13	-7651.58311	-7737.76924	-6568.69342	-4186.84462	4846.29049	6240.34618	7089.30798	7109.20847	6135.0022	-2868.90929	-4847.81122	-6566.90853
14	-8357.34997	-8462.71781	-7313.04976	-4944.67101	4094.85242	5478.95162	6333.84442	6375.77789	5434.6211	-3593.72693	-5552.86414	-7262.90606
15	-8439.64262	-8547.73535	-7397.38916	-5032.44926	3981.05345	5364.09265	6225.13094	6270.02991	5328.65863	-3675.30562	-5635.51376	-7345.78172
16	-7669.44056	-7779.35401	-6636.01645	-4275.97913	4741.41303	6120.42673	6984.43052	7046.49149	6121.2222	-2908.22126	-4864.01472	-6574.73477
17	-7716.86192	-7832.61795	-6698.33578	-4349.00781	4499.30216	5865.17936	6742.31966	6829.59361	5928.47731	-2960.41427	-4911.0791	-6617.06333
18	-7827.50296	-7952.79031	-6831.46645	-4495.70365	4113.52284	5463.29805	6352.51483	6471.99277	5604.14046	-3081.76466	-5021.72015	-6725.07459
19	-7981.09996	-8116.33514	-7009.46889	-4690.71011	3619.47155	4952.08476	5857.40354	6018.19647	5184.66814	-3242.04913	-5175.31714	-6874.38785
20	-8595.55996	-8742.32554	-7652.90354	-5349.26878	2563.87229	3884.40901	4802.86428	5000.94669	4204.70785	-3870.00278	-5791.26447	-7485.11144



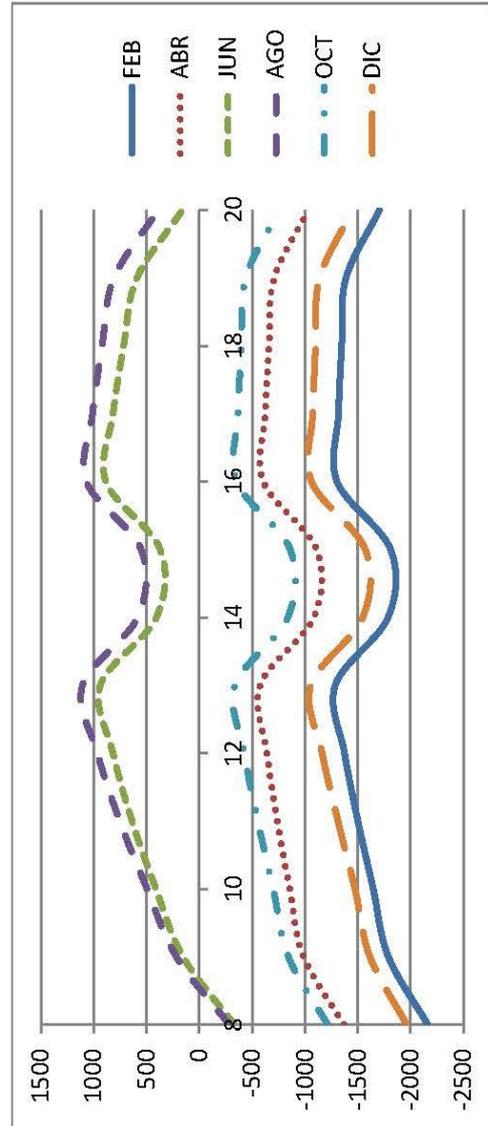
Demanda Térmica en el Local 'Vestíbulo' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-7226.53	-7216.68	-6350.77	-4678.83	-2042.27	-1206.80	-807.62	-978.36	-1722.10	-4100.03	-5431.73	-6547.62
9	-6478.97	-6426.49	-5538.11	-3856.60	-965.90	-141.57	305.18	125.21	-634.96	-3314.97	-4682.70	-5825.74
10	-6087.22	-6035.21	-5155.04	-3498.65	-314.75	554.72	1033.10	905.44	116.03	-2920.17	-4290.25	-5439.97
11	-5652.82	-5627.00	-4790.63	-3169.64	313.25	1201.03	1703.97	1642.66	930.54	-2516.36	-3855.86	-4993.12
12	-5254.06	-5273.45	-4481.35	-2893.67	859.19	1725.01	2252.03	2255.51	1624.84	-2159.85	-3460.00	-4574.05
13	-4972.94	-5027.40	-4268.67	-2709.97	1237.57	2080.31	2624.62	2679.85	2117.71	-1912.46	-3174.13	-4273.15
14	-5865.91	-5939.68	-5189.45	-3635.06	325.34	1160.24	1705.53	1782.79	1240.98	-2817.46	-4069.46	-5159.18
15	-5920.69	-5993.74	-5249.59	-3692.13	262.43	1100.51	1649.48	1731.47	1190.15	-2870.84	-4124.47	-5218.42
16	-4974.88	-5047.18	-4306.04	-2760.49	1215.74	2052.27	2603.85	2693.10	2155.87	-1924.52	-3178.43	-4270.52
17	-4996.41	-5077.81	-4338.44	-2799.85	1077.92	1907.67	2459.66	2556.11	2028.19	-1953.50	-3200.66	-4291.84
18	-5065.98	-5154.50	-4425.43	-2895.63	825.06	1642.25	2211.61	2321.53	1810.26	-2030.02	-3271.18	-4356.28
19	-5164.84	-5259.48	-4539.79	-3025.12	489.38	1296.13	1872.76	2021.51	1548.09	-2133.50	-3369.10	-4451.42
20	-5789.16	-5888.46	-5184.50	-3678.37	-376.39	368.11	957.88	1136.49	688.70	-2764.74	-3992.22	-5074.58



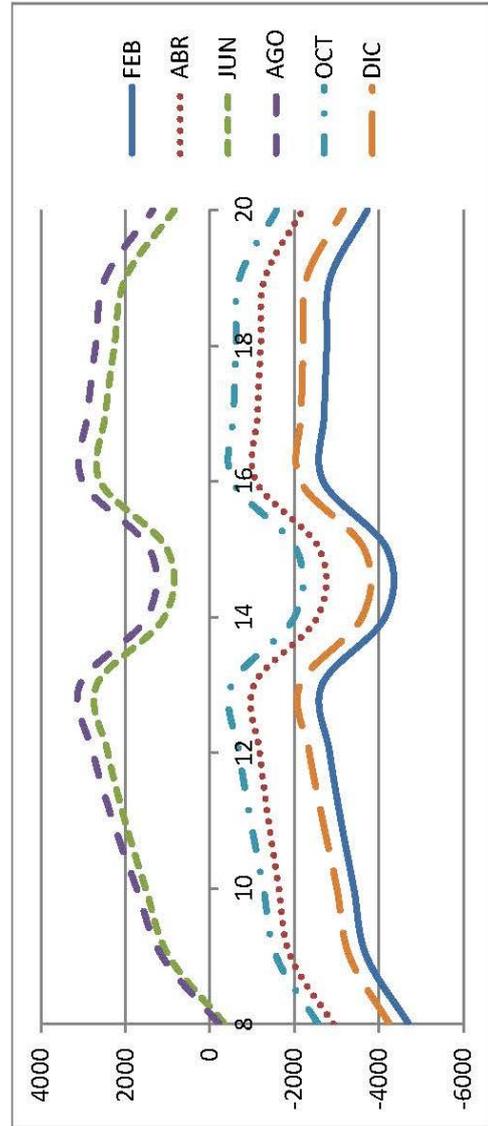
Demanda Térmica en el Local 'Sala de Dirección' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-2167.90	-2161.54	-1889.57	-1368.29	-584.34	-329.59	-214.86	-281.90	-523.91	-1214.02	-1621.42	-1961.70
9	-1810.51	-1788.87	-1508.67	-985.94	-113.34	155.64	288.84	217.08	-52.05	-842.20	-1264.52	-1614.06
10	-1666.74	-1645.27	-1370.15	-854.91	133.06	410.76	549.71	495.16	235.65	-699.29	-1120.84	-1472.14
11	-1510.38	-1500.23	-1239.10	-736.48	368.22	636.35	783.91	753.29	522.48	-552.51	-964.15	-1311.22
12	-1367.59	-1373.32	-1128.74	-639.37	557.24	817.72	972.93	965.27	765.09	-424.51	-821.04	-1160.99
13	-1266.77	-1285.70	-1054.98	-574.59	681.09	936.89	1095.82	1106.35	929.23	-337.34	-719.86	-1054.55
14	-1761.54	-1785.47	-1558.65	-1082.85	155.03	406.90	568.81	585.08	415.51	-836.86	-1214.46	-1545.84
15	-1785.60	-1809.96	-1583.65	-1108.44	118.73	370.60	533.46	550.69	382.08	-859.81	-1238.61	-1569.81
16	-1277.81	-1303.26	-1078.39	-604.80	632.79	883.70	1047.52	1068.57	903.79	-353.20	-730.72	-1061.59
17	-1289.50	-1316.57	-1094.08	-623.03	569.16	817.20	983.90	1010.69	851.65	-366.26	-742.33	-1072.53
18	-1317.71	-1347.05	-1127.64	-659.81	472.28	716.50	886.06	920.51	769.13	-397.01	-770.55	-1099.89
19	-1355.78	-1387.70	-1172.67	-707.72	349.26	590.70	764.09	808.11	664.38	-438.06	-808.61	-1137.88
20	-1669.23	-1703.89	-1491.62	-1031.43	-67.70	161.18	337.44	390.07	254.95	-753.10	-1121.97	-1449.27



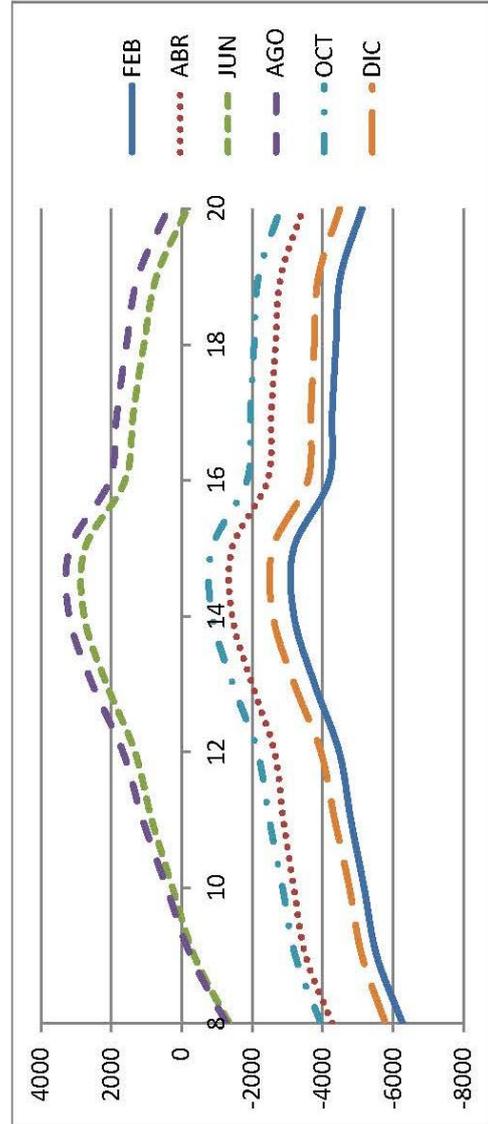
Demanda Térmica en el Local 'Oficina Técnica' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-4710.74	-4700.40	-4093.71	-2920.79	-912.18	-344.70	-84.64	-218.50	-744.48	-2559.78	-3478.80	-4244.68
9	-3744.24	-3702.33	-3078.62	-1900.84	340.91	972.92	1274.10	1134.24	542.60	-1565.33	-2510.51	-3298.34
10	-3447.14	-3404.64	-2790.48	-1630.06	905.55	1519.33	1836.61	1733.41	1178.58	-1266.18	-2213.59	-3005.05
11	-3119.75	-3098.78	-2516.34	-1383.89	1417.62	2012.68	2347.77	2299.32	1802.76	-962.43	-1885.50	-2668.25
12	-2819.34	-2833.06	-2284.86	-1177.90	1835.53	2414.77	2767.80	2766.82	2328.25	-693.52	-1587.26	-2352.45
13	-2612.21	-2651.32	-2128.88	-1043.37	2113.51	2677.70	3042.74	3076.15	2687.32	-511.71	-1375.61	-2129.88
14	-4089.18	-4142.40	-3627.14	-2545.41	516.20	1076.57	1442.39	1488.73	1114.51	-1998.50	-2855.99	-3602.53
15	-4134.83	-4188.93	-3674.72	-2592.34	446.67	1010.23	1375.90	1425.28	1046.69	-2043.81	-2900.88	-3649.89
16	-2625.86	-2679.41	-2169.13	-1092.90	2031.20	2595.96	2962.55	3013.48	2636.44	-535.40	-1391.73	-2140.04
17	-2647.22	-2705.99	-2197.79	-1126.83	1909.30	2468.12	2835.34	2890.73	2522.37	-559.57	-1412.92	-2160.76
18	-2702.21	-2765.66	-2265.71	-1202.36	1707.49	2258.40	2637.92	2703.82	2349.17	-620.77	-1467.91	-2212.12
19	-2779.33	-2848.13	-2355.29	-1300.76	1451.85	1994.85	2379.10	2471.14	2134.43	-702.10	-1544.09	-2287.13
20	-3651.11	-3725.58	-3242.26	-2196.57	380.17	846.22	1238.52	1350.48	1031.57	-1579.12	-2416.62	-3157.56



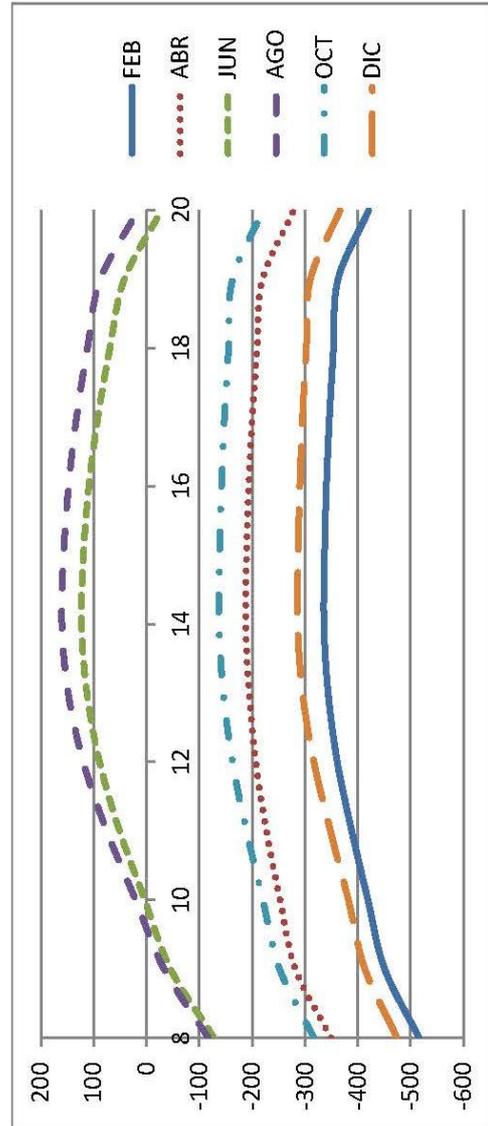
Demanda Térmica en el Local 'Sala de Descanso' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-6284.35	-6267.26	-5586.40	-4269.95	-1945.50	-1344.90	-1086.34	-1266.39	-1866.80	-3951.32	-4949.81	-5780.12
9	-5592.00	-5533.89	-4830.92	-3510.59	-941.18	-350.63	-82.02	-252.95	-861.13	-3220.22	-4258.80	-5113.98
10	-5234.05	-5176.39	-4486.11	-3185.89	-347.40	259.83	577.09	430.60	-186.65	-2861.11	-3900.14	-4760.03
11	-4827.73	-4800.47	-4148.69	-2882.37	226.27	851.09	1191.48	1109.24	545.26	-2483.98	-3493.84	-4342.41
12	-4455.60	-4470.99	-3863.70	-2631.99	722.89	1327.15	1689.16	1668.60	1185.80	-2150.64	-3119.94	-3950.30
13	-3719.00	-3769.82	-3197.21	-1992.18	1546.58	2136.48	2510.27	2538.54	2115.92	-1448.15	-2382.35	-3196.07
14	-3121.69	-3185.96	-2626.34	-1432.04	2189.66	2770.78	3150.78	3194.47	2793.91	-864.54	-1785.52	-2591.93
15	-3115.14	-3180.55	-2622.30	-1429.60	2163.54	2744.67	3127.23	3173.49	2775.50	-857.54	-1779.20	-2585.15
16	-4111.63	-4180.00	-3624.69	-2436.31	1027.59	1606.15	1991.28	2047.82	1660.12	-1856.28	-2774.53	-3579.56
17	-4198.77	-4271.47	-3722.54	-2541.01	799.89	1370.74	1763.59	1835.54	1463.26	-1947.07	-2861.44	-3664.65
18	-4298.79	-4377.58	-3836.92	-2664.05	513.40	1073.97	1474.53	1567.05	1215.32	-2053.93	-2961.46	-3762.39
19	-4417.42	-4503.15	-3972.67	-2809.11	167.35	717.64	1127.42	1245.64	915.53	-2178.02	-3080.09	-3879.22
20	-5027.37	-5120.47	-4599.92	-3447.56	-636.73	-155.58	243.11	384.46	76.42	-2795.73	-3690.73	-4486.19



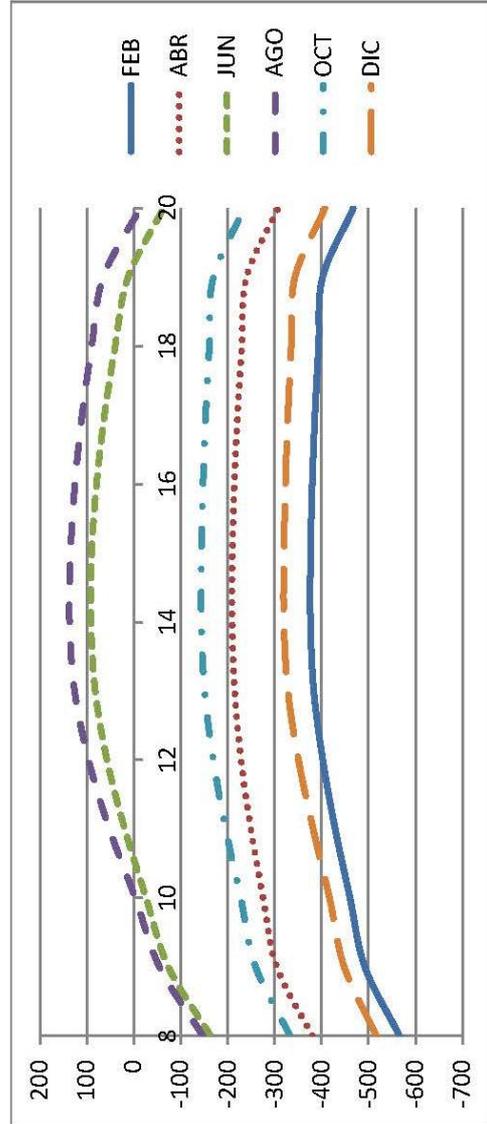
Demanda Térmica en el Local 'Baño' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-517.31	-515.98	-459.19	-349.14	-180.25	-127.88	-103.08	-117.11	-168.56	-316.95	-402.13	-474.29
9	-455.22	-450.69	-391.24	-281.83	-97.07	-45.41	-19.89	-33.22	-85.20	-251.85	-340.15	-413.31
10	-423.57	-419.08	-360.69	-252.84	-48.77	3.12	32.04	20.62	-29.74	-220.18	-308.52	-382.04
11	-390.53	-388.40	-332.95	-226.80	-4.60	50.92	81.64	75.23	27.08	-189.34	-274.47	-348.05
12	-359.93	-361.13	-310.08	-206.71	34.33	88.84	121.16	119.56	77.82	-162.78	-244.75	-316.83
13	-339.81	-343.77	-295.43	-194.13	59.38	112.68	146.00	148.21	111.08	-145.32	-224.55	-295.34
14	-330.72	-335.73	-288.39	-187.86	70.31	123.02	156.74	160.14	124.82	-137.22	-215.42	-285.71
15	-331.82	-336.92	-289.69	-189.28	66.71	119.41	153.33	156.94	121.81	-138.28	-216.54	-286.79
16	-335.12	-340.45	-293.53	-193.46	56.49	108.99	143.12	147.52	113.20	-141.84	-219.82	-290.01
17	-340.52	-346.19	-299.76	-200.23	40.06	91.96	126.69	132.30	99.18	-147.52	-225.21	-295.25
18	-347.81	-353.95	-308.17	-209.31	18.22	69.33	104.65	111.86	80.34	-155.34	-232.49	-302.36
19	-355.82	-362.51	-317.44	-219.38	-7.47	41.88	78.01	87.22	57.30	-162.84	-240.50	-310.16
20	-413.15	-420.40	-375.17	-278.85	-72.48	-28.41	4.69	15.71	-11.00	-220.69	-297.81	-366.31



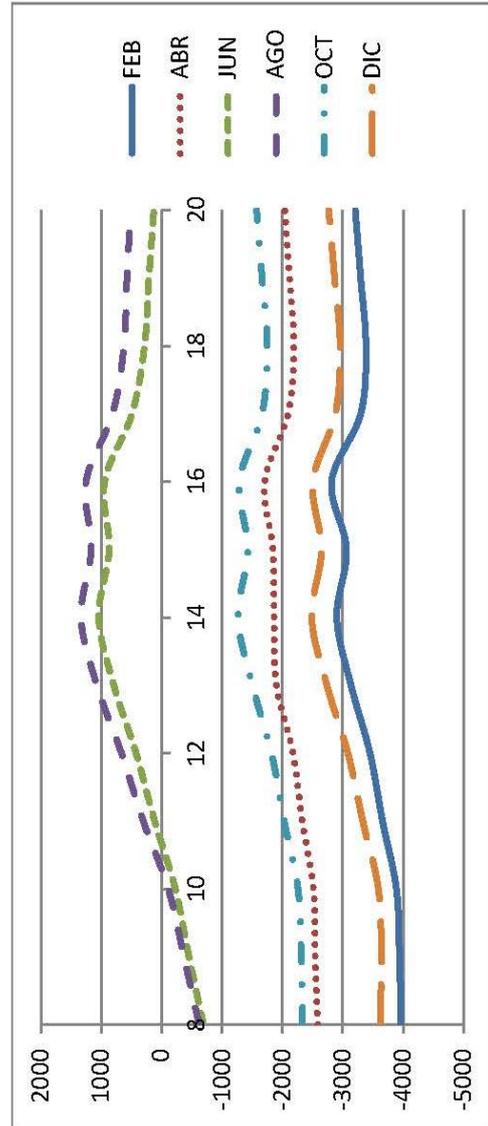
Demanda Térmica en el Local 'Baño de Minusválidos' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-567.13	-565.80	-501.49	-380.16	-230.07	-163.60	-133.16	-147.19	-204.28	-332.93	-433.15	-516.59
9	-496.58	-492.05	-426.02	-304.39	-138.43	-73.61	-41.51	-54.84	-113.40	-259.37	-362.71	-448.09
10	-464.93	-460.44	-395.47	-275.40	-90.13	-26.37	7.66	-3.34	-58.88	-227.70	-331.08	-416.82
11	-430.95	-428.82	-366.79	-249.36	-45.02	19.12	58.32	51.91	-4.19	-195.92	-297.03	-381.89
12	-401.29	-402.49	-343.92	-228.33	-9.97	57.04	97.84	96.24	46.02	-169.36	-266.37	-350.67
13	-379.29	-383.25	-328.33	-214.81	14.86	81.94	123.74	125.95	80.34	-150.96	-245.23	-328.24
14	-371.14	-376.15	-322.23	-209.48	24.73	91.22	133.42	136.82	93.02	-143.80	-237.04	-319.55
15	-371.30	-376.40	-322.59	-209.96	22.19	89.73	131.07	134.68	92.13	-143.92	-237.22	-319.69
16	-374.60	-379.93	-326.43	-214.14	11.97	79.31	120.86	125.26	83.52	-147.48	-240.50	-322.91
17	-380.00	-385.67	-332.66	-220.91	-3.95	62.28	104.43	110.04	69.50	-153.16	-245.89	-328.15
18	-387.29	-393.43	-341.07	-229.99	-23.32	39.65	82.39	89.60	50.66	-160.98	-253.17	-335.26
19	-395.30	-401.99	-350.34	-240.06	-46.95	12.20	55.75	64.96	27.62	-169.42	-261.18	-343.06
20	-460.15	-467.40	-415.59	-307.05	-119.48	-63.19	-23.10	-13.33	-45.78	-234.79	-326.01	-406.73



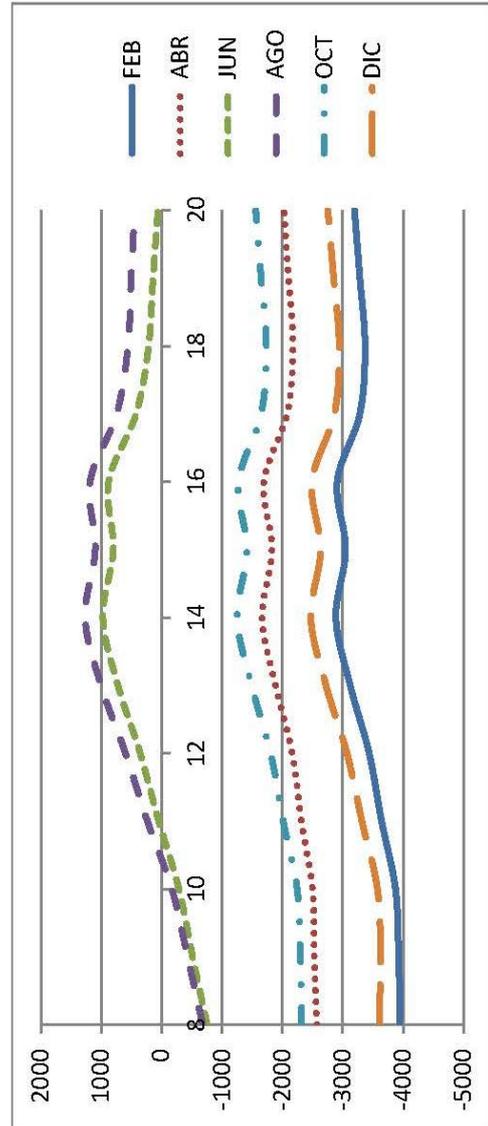
Demanda Térmica en el Local 'Vestuario 1' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-3974.06	-3963.83	-3493.69	-2585.32	-1122.51	-693.02	-502.48	-621.02	-1037.68	-2334.51	-3035.99	-3619.28
9	-3976.65	-3939.63	-3454.11	-2543.21	-877.56	-453.08	-257.53	-371.06	-792.18	-2311.79	-3038.52	-3639.00
10	-3924.72	-3888.00	-3410.44	-2513.61	-642.17	-226.62	-24.01	-110.75	-504.68	-2258.78	-2985.80	-3589.36
11	-3674.89	-3658.03	-3205.94	-2329.38	-297.27	115.54	361.23	304.33	-81.27	-2028.34	-2735.37	-3331.53
12	-3439.92	-3450.91	-3028.82	-2176.42	-13.32	422.30	681.42	664.81	320.43	-1819.32	-2501.73	-3084.45
13	-3103.04	-3137.18	-2737.74	-1900.89	361.23	790.60	1057.06	1071.29	765.51	-1504.72	-2163.27	-2737.00
14	-2857.42	-2901.28	-2508.45	-1862.24	615.30	1040.69	1309.45	1334.80	1040.96	-1266.50	-1917.35	-2485.97
15	-3018.93	-3062.59	-2670.66	-1842.19	445.16	867.37	1139.93	1165.91	874.80	-1427.71	-2079.01	-2647.33
16	-2876.48	-2814.92	-2532.67	-1707.03	522.79	945.44	1218.62	1252.37	967.97	-1288.29	-1936.41	-2504.14
17	-3250.73	-3298.22	-2913.92	-2093.69	72.43	490.05	767.20	811.03	536.70	-1663.98	-2310.51	-2877.05
18	-3331.51	-3382.97	-3003.14	-2189.50	-113.07	282.34	567.70	623.90	361.95	-1749.22	-2390.35	-2956.34
19	-3241.10	-3297.10	-2924.24	-2116.36	-171.94	209.24	500.26	573.24	326.84	-1663.33	-2302.76	-2865.08
20	-3146.18	-3207.93	-2840.62	-2039.44	-239.59	127.91	421.85	512.06	280.77	-1572.86	-2205.80	-2767.28



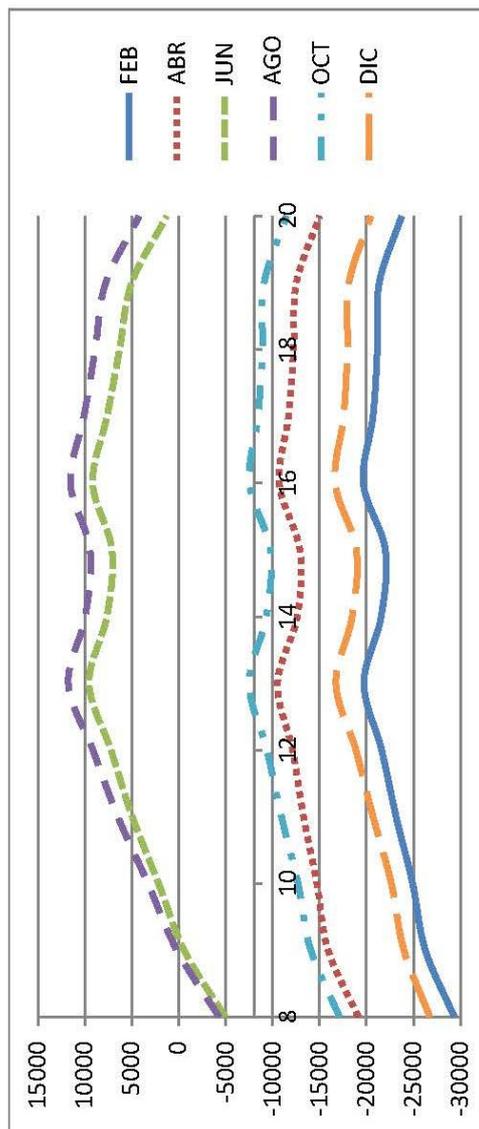
Demanda Térmica en el Local 'Vestuario 2' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-3959.02	-3948.79	-3478.65	-2570.28	-1182.67	-753.18	-562.64	-681.18	-1097.84	-2320.41	-3020.95	-3604.24
9	-3962.55	-3925.53	-3440.01	-2528.17	-937.72	-513.24	-317.69	-431.22	-852.34	-2296.75	-3024.42	-3624.90
10	-3909.68	-3872.96	-3395.40	-2498.57	-702.33	-286.78	-84.17	-170.91	-564.84	-2244.68	-2970.76	-3574.32
11	-3659.85	-3642.99	-3190.90	-2315.28	-357.43	47.70	293.39	236.49	-141.43	-2013.30	-2720.33	-3316.49
12	-3425.82	-3436.81	-3013.78	-2161.38	-73.48	354.46	613.58	596.97	252.59	-1805.22	-2486.69	-3069.41
13	-3088.94	-3123.08	-2722.70	-1885.85	293.39	722.76	989.22	1003.45	697.67	-1489.68	-2148.23	-2721.96
14	-2842.38	-2886.24	-2493.41	-1664.84	547.46	972.85	1241.61	1266.96	973.12	-1252.40	-1902.31	-2470.93
15	-3003.89	-3047.55	-2655.62	-1828.09	377.32	799.53	1072.09	1098.07	806.96	-1412.67	-2063.97	-2632.29
16	-2861.44	-2907.04	-2517.63	-1691.99	454.95	877.60	1150.78	1184.53	900.13	-1273.25	-1922.31	-2489.10
17	-3235.69	-3283.18	-2898.88	-2078.65	4.59	422.21	699.36	743.19	468.86	-1648.94	-2295.47	-2862.01
18	-3316.47	-3367.93	-2988.10	-2174.46	-173.23	214.50	499.86	556.06	294.11	-1734.18	-2375.31	-2941.30
19	-3227.00	-3283.94	-2910.14	-2101.32	-232.10	141.40	432.42	505.40	259.00	-1648.29	-2287.72	-2850.04
20	-3131.14	-3193.83	-2826.52	-2024.40	-299.75	60.07	354.01	444.22	212.93	-1557.82	-2191.70	-2753.18



Demanda Térmica en la Zona 'Zona Comercial' (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-29407.0416	-29340.2858	-25853.4676	-19122.7575	-8199.80529	-4963.66143	-3494.81171	-4311.65005	7365.65561	-17129.9423	22373.9733	-26748.5265
9	-26516.7166	-26259.4789	-22667.6986	-15911.5673	-3768.87932	-576.735872	4057.73821	187.300134	-2910.09953	-14062.4855	-19482.341	-23977.4177
10	-25158.0595	-24901.9879	-21363.7776	-14709.9219	-1224.51228	2139.09187	3914.19806	3263.85872	13.7813568	-12698.0754	-18120.977	-22639.731
11	-23266.899	-23144.7189	-19791.3248	-13293.2171	1531.12811	4934.42924	6821.70479	6472.46481	3572.25868	-10942.1882	-16226.5444	-20692.9638
12	-21523.558	-21602.1563	-18455.2498	-12115.7717	3900.04799	7207.29412	9195.92468	9133.78968	6600.84353	-9385.20699	-14487.7673	-18859.1538
13	-19481.993	-19721.5143	-16733.9361	-10515.7802	6307.60479	9539.36468	11589.4871	11749.7852	9504.78968	-7500.33761	-12433.2143	-16736.191
14	-21239.9707	-2152.8997	-18614.063	-12619.7866	4444.01727	7642.27403	9708.7252	9949.80957	7796.8434	-9317.28391	-14197.546	-18461.6384
15	-21682.4973	-21996.6314	-19068.8128	-12892.0275	3902.73853	7102.05529	9182.50084	9436.51958	7290.12778	-9754.58454	-14639.8857	-18909.3921
16	-19437.8173	-19652.2005	-16848.5031	-10701.125	5953.50543	9149.42782	11238.5677	11532.664	9421.04968	-7520.24666	-12394.4526	-16657.867
17	-20338.8525	-20685.1029	-17798.0898	-11684.182	4468.88673	7630.246	9740.16904	10089.6115	8039.70348	-8440.01004	-13294.4348	-17552.2451
18	-20767.7669	-21143.0726	-18296.1638	-12225.0904	3187.29992	6296.92169	8464.72786	8894.32534	6930.93228	-8901.45468	-13722.4092	-17965.9293
19	-20936.5842	-21344.0067	-18542.5648	-12519.8169	1940.84813	5004.0324	7209.79606	7777.21729	5933.19923	-9095.54426	-13894.0465	-18123.9905
20	-23287.4886	-23727.9834	-20976.2128	-15003.6703	-1474.99626	1284.76749	3531.45428	4218.46487	2481.31618	-11478.8737	-16242.8526	-20461.1005

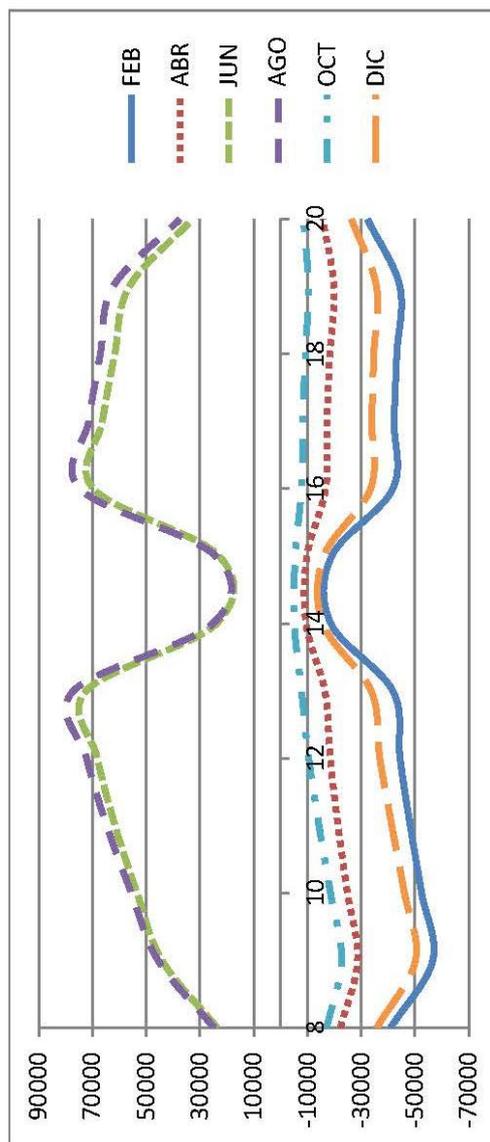


ANEXO V

CURVAS DE DEMANDA POR ZONA Y LOCAL CON CONTROL DE CAUDAL DE VENTILACIÓN

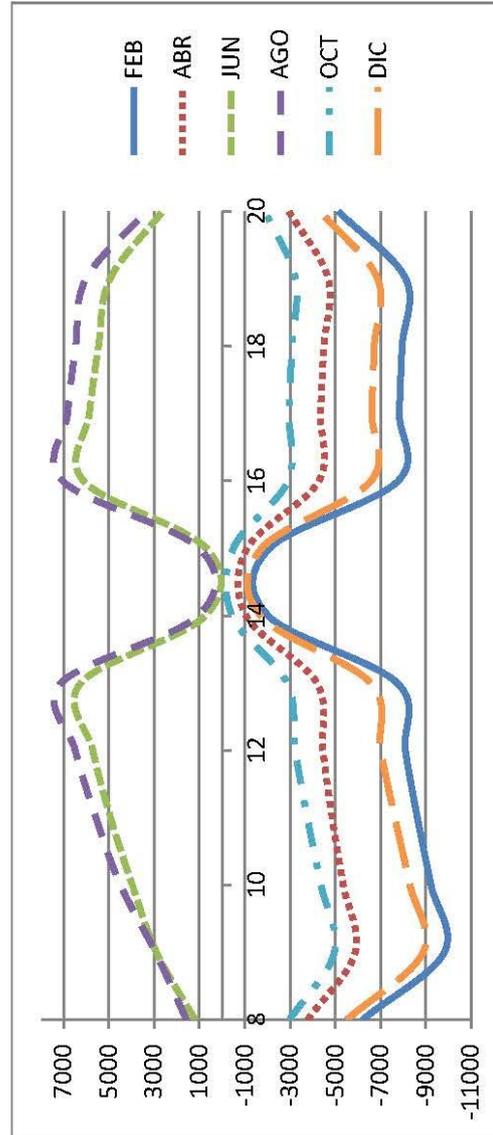
Demanda Térmica en la Zona 'Zona Industrial' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-40886.84	-40885.23	-34464.81	-22260.86	15785.75	23623.81	27012.93	24746.11	17103.88	-17109.18	-27182.47	-35697.60
9	-57191.40	-56567.91	-46843.67	-28618.87	33590.75	44135.79	48790.46	45603.70	34641.94	-22663.35	-37648.54	-50115.21
10	-53048.85	-52428.87	-42858.29	-24848.45	43012.59	53360.52	58191.10	55498.14	44905.46	-18520.46	-33511.97	-46033.14
11	-48470.42	-48169.66	-39002.25	-21345.87	51538.89	61587.29	66678.54	64686.73	54863.34	-14247.87	-28926.53	-41324.95
12	-44244.28	-44401.91	-35702.44	-18427.77	58342.40	68148.82	73472.50	72163.12	63193.10	-10445.07	-24694.98	-36888.73
13	-41186.67	-41727.71	-33406.19	-16418.04	62736.40	72363.74	77834.01	77062.59	68716.00	-7759.85	-21625.93	-33642.29
14	-18613.88	-18677.80	-15486.50	-9427.26	19051.38	23858.48	26224.40	25195.14	20459.06	-5079.76	-10776.16	-15685.78
15	-18956.98	-19003.98	-15806.10	-9745.92	18033.78	22862.08	25216.34	24156.34	19408.60	-5405.94	-11119.26	-16037.34
16	-41071.24	-41733.70	-33567.53	-16729.06	60064.72	69644.75	75183.53	74623.30	66614.02	-7742.06	-21503.22	-33470.30
17	-41518.88	-42201.03	-34020.99	-17209.76	39040.70	66285.65	71877.41	71413.59	63560.07	-8200.85	-21944.88	-33896.99
18	-42362.05	-43192.88	-35081.35	-18290.71	52198.73	61676.36	67327.45	67045.17	59578.84	-9191.58	-22788.99	-34667.16
19	-43385.12	-44338.31	-36471.00	-19801.11	46916.16	56288.18	62061.84	62300.64	55648.67	-10323.48	-23812.07	-35648.51
20	-31708.16	-32294.93	-26869.10	-15635.88	25920.94	32891.79	37125.34	37507.58	32950.37	-8479.72	-17993.56	-26338.68



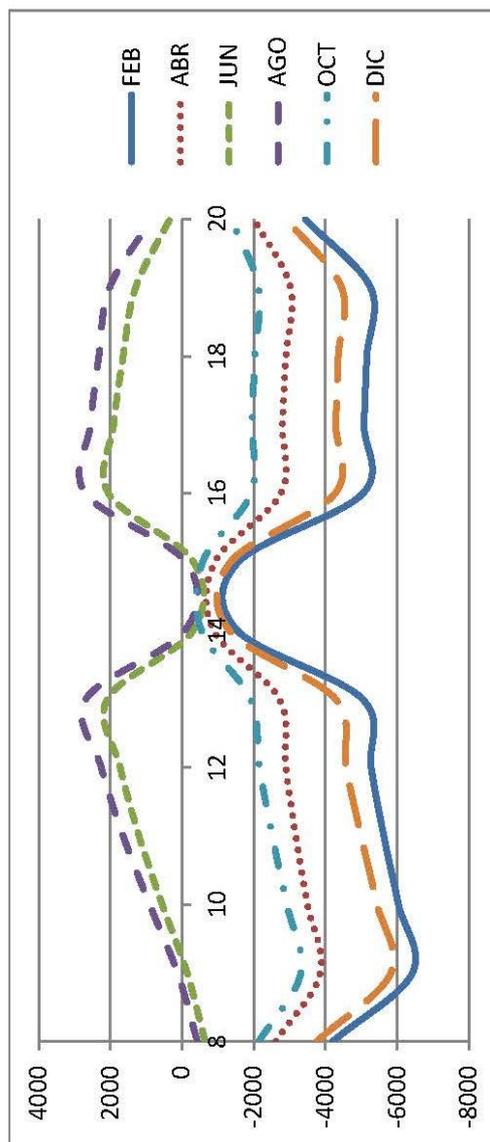
Demanda Térmica en la Zona 'Sala de Calibración Eléctrica' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-6211.91	-6207.93	-5368.00	-3779.82	119.18	1188.86	1732.31	1573.31	717.34	-2977.77	-4348.93	-5512.19
9	-9895.53	-9814.84	-8445.33	-5885.19	1389.75	2900.33	3642.94	2941.41	1979.54	-4957.05	-7094.75	-8880.24
10	-9308.88	-9227.02	-7879.80	-5351.14	2476.46	3965.01	4730.71	4490.65	3195.48	-4368.16	-6508.45	-8299.45
11	-8660.18	-8625.94	-7336.61	-4860.13	3479.05	4929.46	5727.15	5581.37	4400.61	-3763.72	-5858.32	-7633.46
12	-8068.15	-8099.77	-6878.24	-4455.57	4296.46	5714.67	6544.57	6491.16	5430.73	-3232.98	-5265.92	-7011.07
13	-7651.58	-7737.77	-6568.69	-4186.84	4846.29	6240.35	7089.31	7109.21	6135.00	-2868.91	-4847.81	-6566.91
14	-2031.34	-2036.04	-1686.36	-1054.68	117.66	740.94	1088.62	1062.12	660.38	-438.04	-1109.20	-1690.12
15	-2091.50	-2097.14	-1744.64	-1113.90	76.32	698.54	1048.34	1020.78	614.80	-498.20	-1169.36	-1751.22
16	-7669.44	-7779.35	-6636.02	-4275.98	4741.41	6120.43	6984.43	7046.49	6121.22	-2908.22	-4864.01	-6574.73
17	-7716.86	-7832.62	-6698.34	-4349.01	4499.30	5865.18	6742.32	6829.59	5928.48	-2960.41	-4911.08	-6617.06
18	-7827.50	-7952.79	-6831.47	-4495.70	4113.52	5463.30	6352.51	6471.99	5604.14	-3081.76	-5021.72	-6725.07
19	-7981.10	-8116.34	-7009.47	-4690.71	3619.47	4952.08	5857.40	6018.20	5184.67	-3242.05	-5175.32	-6874.39
20	-5067.17	-5141.02	-4421.00	-2952.87	1666.19	2636.50	3271.16	3358.54	2759.55	-1906.80	-3204.42	-4342.28



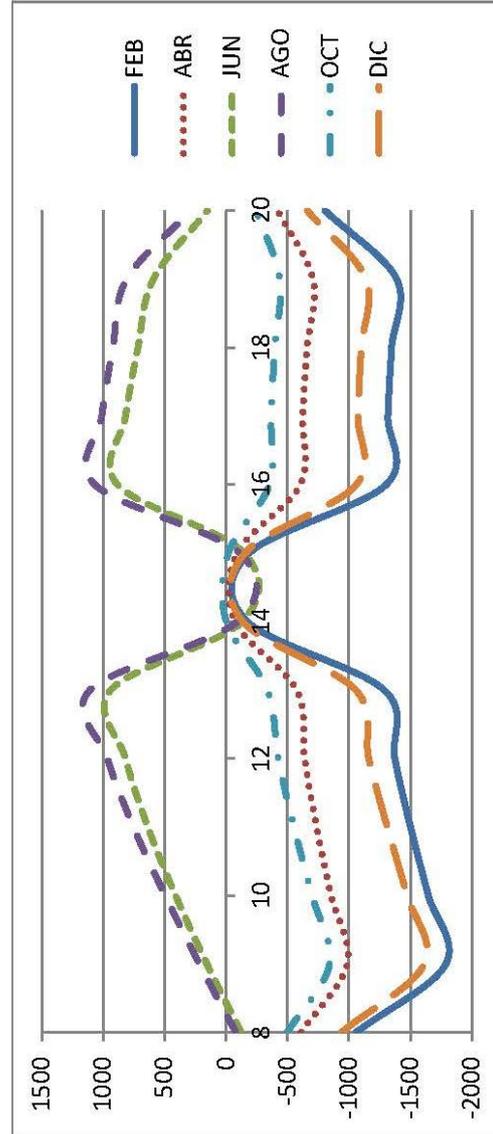
Demanda Térmica en el local 'Vestíbulo' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-4204.06	-4202.89	-3658.07	-2611.55	-1216.66	-642.88	-350.23	-429.49	-893.01	-2144.48	-3019.01	-3756.50
9	-6478.97	-6426.49	-5538.11	-3856.60	-965.90	-141.57	305.18	125.21	-634.96	-3314.97	-4682.70	-5825.74
10	-6087.22	-6035.21	-5155.04	-3498.65	-314.75	554.72	1033.10	905.44	116.03	-2920.17	-4290.25	-5439.97
11	-5652.82	-5627.00	-4790.63	-3169.64	313.25	1201.03	1703.97	1642.66	930.54	-2516.36	-3855.86	-4993.12
12	-5254.06	-5273.45	-4481.35	-2893.67	859.19	1725.01	2252.03	2255.51	1624.84	-2159.85	-3460.00	-4574.05
13	-4972.94	-5027.40	-4268.67	-2709.97	1237.57	2080.31	2624.62	2679.85	2117.71	-1912.46	-3174.13	-4273.15
14	-1530.32	-1538.78	-1307.54	-879.84	-610.06	-307.38	-115.62	-86.48	-256.62	-538.62	-955.04	-1312.24
15	-1570.74	-1577.32	-1350.78	-918.38	-624.16	-318.66	-125.96	-94.94	-266.96	-578.10	-995.46	-1357.36
16	-4974.88	-5047.18	-4306.04	-2760.49	1215.74	2052.27	2603.85	2693.10	2155.87	-1924.52	-3178.43	-4270.52
17	-4996.41	-5077.81	-4338.44	-2799.85	1077.92	1907.67	2459.66	2556.11	2028.19	-1953.50	-3200.66	-4291.84
18	-5065.98	-5154.50	-4425.43	-2895.63	825.06	1642.25	2211.61	2321.53	1810.26	-2030.02	-3271.18	-4356.28
19	-5164.84	-5259.48	-4539.79	-3025.12	489.38	1296.13	1872.76	2021.51	1548.09	-2133.50	-3369.10	-4451.42
20	-3384.32	-3436.32	-2972.01	-2007.92	-198.06	342.00	747.65	854.45	534.62	-1375.32	-2198.21	-2919.87



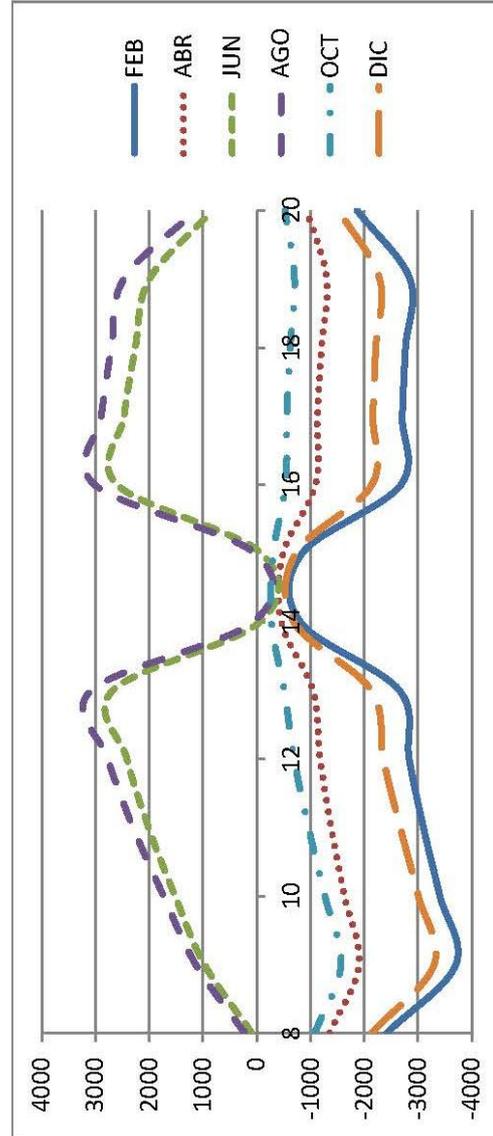
Demanda Térmica en el local 'Sala de Dirección' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-1060.45	-1057.27	-902.96	-610.82	-281.83	-122.96	-47.27	-80.79	-220.12	-497.50	-737.39	-939.02
9	-1810.51	-1788.87	-1508.67	-985.94	-113.34	155.64	288.84	217.08	-52.05	-842.20	-1264.52	-1614.06
10	-1666.74	-1645.27	-1370.15	-854.91	133.06	410.76	549.71	495.16	235.65	-699.29	-1120.84	-1472.14
11	-1510.38	-1500.23	-1239.10	-736.48	368.22	636.35	783.91	753.29	522.48	-552.51	-964.15	-1311.22
12	-1367.59	-1373.32	-1128.74	-639.37	557.24	817.72	972.93	965.27	765.09	-424.51	-821.04	-1160.99
13	-1266.77	-1285.70	-1054.98	-574.59	681.09	936.89	1095.82	1106.35	929.23	-337.34	-719.86	-1054.55
14	-172.96	-172.96	-136.30	-73.32	-191.76	-128.78	-92.12	-92.12	-128.78	-1.88	-73.32	-136.30
15	-191.76	-191.76	-155.10	-92.12	-208.68	-145.70	-109.04	-109.04	-145.70	-19.74	-92.12	-155.10
16	-1277.81	-1303.26	-1078.39	-604.80	632.79	883.70	1047.52	1068.57	903.79	-353.20	-730.72	-1061.59
17	-1289.50	-1316.57	-1094.08	-623.03	569.16	817.20	983.90	1010.69	851.65	-366.26	-742.33	-1072.53
18	-1317.71	-1347.05	-1127.64	-659.81	472.28	716.50	886.06	920.51	769.13	-397.01	-770.55	-1099.89
19	-1355.78	-1387.70	-1172.67	-707.72	349.26	590.70	764.09	808.11	664.38	-438.06	-808.61	-1137.88
20	-788.09	-805.42	-680.95	-419.36	-2.36	151.61	260.41	286.72	198.50	-244.01	-464.63	-659.78



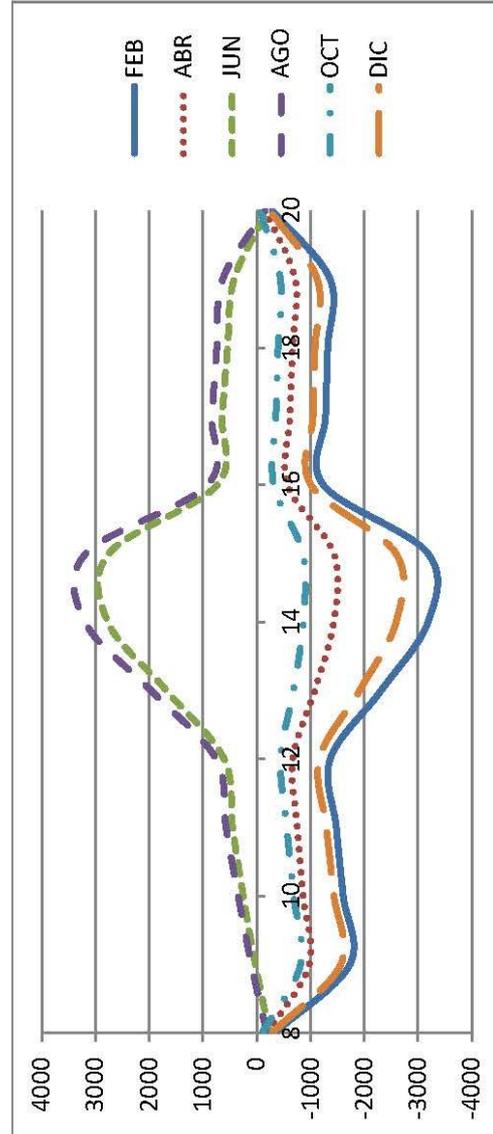
Demanda Térmica en el local 'Oficina Técnica' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-2421.64	-2417.88	-2054.37	-1355.12	-286.89	92.91	295.19	222.36	-116.56	-1078.73	-1651.51	-2130.80
9	-3744.24	-3702.33	-3078.62	-1900.84	340.91	972.92	1274.10	1134.24	542.60	-1565.33	-2510.51	-3298.34
10	-3447.14	-3404.64	-2790.48	-1630.06	905.55	1519.33	1836.61	1733.41	1178.58	-1266.18	-2213.59	-3005.05
11	-3119.75	-3098.78	-2516.34	-1383.89	1417.62	2012.68	2347.77	2299.32	1802.76	-962.43	-1885.50	-2668.25
12	-2819.34	-2833.06	-2284.86	-1177.90	1835.53	2414.77	2767.80	2766.82	2328.25	-693.52	-1587.26	-2352.45
13	-2612.21	-2651.32	-2128.88	-1043.37	2113.51	2677.70	3042.74	3076.15	2687.32	-511.71	-1375.61	-2129.88
14	-805.58	-809.34	-687.14	-458.72	-222.78	-57.34	51.94	64.66	-39.48	-272.60	-497.26	-689.02
15	-840.36	-844.12	-721.92	-491.62	-252.86	-84.60	19.08	32.86	-73.32	-307.38	-531.10	-725.68
16	-2625.86	-2679.41	-2169.13	-1092.90	2031.20	2595.96	2962.55	3013.48	2636.44	-535.40	-1391.73	-2140.04
17	-2647.22	-2705.99	-2197.79	-1126.83	1909.30	2468.12	2835.34	2890.73	2522.37	-559.57	-1412.92	-2160.76
18	-2702.21	-2765.66	-2265.71	-1202.36	1707.49	2258.40	2637.92	2703.82	2349.17	-620.77	-1467.91	-2212.12
19	-2779.33	-2848.13	-2355.29	-1300.76	1451.85	1994.85	2379.10	2471.14	2134.43	-702.10	-1544.09	-2287.13
20	-1829.79	-1868.43	-1566.61	-931.43	532.46	826.44	1079.30	1136.87	914.87	-526.83	-1057.91	-1525.67



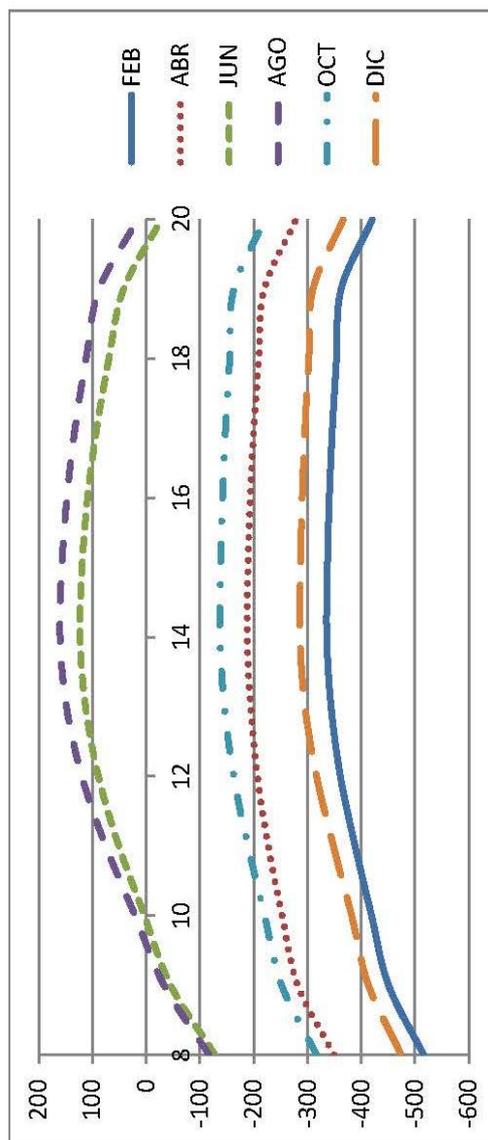
Demanda Térmica en el local 'Sala de Descanso' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-335.58	-335.58	-286.70	-201.16	-320.54	-235.00	-186.12	-186.12	235.00	-102.46	-201.16	-286.70
9	-1752.15	-1732.97	-1468.24	-975.22	-228.08	26.48	164.07	100.47	-144.99	-813.27	-1222.13	-1561.65
10	-1625.84	-1606.81	-1345.64	-859.25	-25.21	251.22	392.85	344.50	96.02	-685.95	-1094.96	-1436.03
11	-1487.34	-1478.35	-1230.51	-755.32	179.78	449.89	599.15	572.01	348.96	-557.72	-957.10	-1294.44
12	-1362.02	-1367.10	-1133.94	-669.54	345.79	609.12	766.22	759.44	562.47	-444.57	-830.56	-1162.52
13	-2280.48	-2314.53	-1914.76	-1078.84	1254.83	1681.90	1950.53	1969.47	1668.12	-681.77	-1340.26	-1913.99
14	-3121.69	-3185.96	-2626.34	-1432.04	2189.66	2770.78	3150.78	3194.47	2793.91	-864.54	-1785.52	-2591.93
15	-3115.14	-3180.55	-2622.30	-1429.60	2163.54	2744.67	3127.23	3173.49	2775.50	-857.54	-1779.20	-2585.15
16	-1215.13	-1237.69	-1021.06	-571.59	478.30	733.15	897.88	916.54	750.96	-314.05	-683.20	-1006.17
17	-1255.86	-1279.85	-1065.32	-618.10	391.80	644.10	811.38	835.12	674.63	-355.97	-723.85	-1046.22
18	-1293.27	-1319.27	-1107.47	-663.11	293.00	541.90	711.73	742.26	588.55	-395.65	-761.26	-1082.88
19	-1334.94	-1363.23	-1155.42	-713.50	175.96	421.47	593.63	632.64	486.78	-439.12	-802.93	-1124.58
20	-294.22	-294.22	-245.34	-159.80	-285.76	-201.16	-151.34	-151.34	-201.16	-61.10	-159.80	-245.34



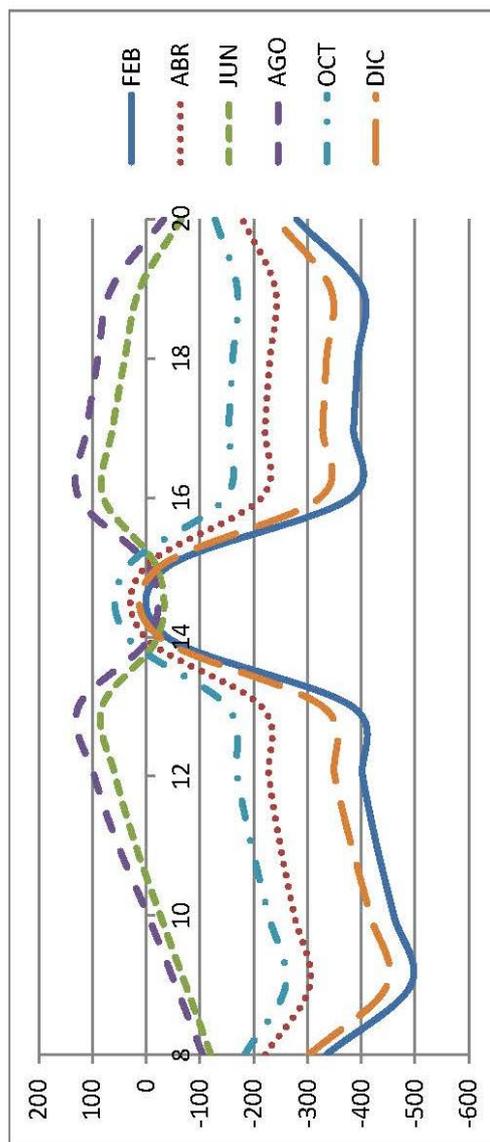
Demanda Térmica en el local 'Baño' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-517.31	-515.98	-459.19	-349.14	-180.25	-127.88	-103.08	-117.11	-168.56	-316.95	-402.13	-474.29
9	-455.22	-450.69	-391.24	-281.83	-97.07	-45.41	-19.89	-33.22	-85.20	-251.85	-340.15	-413.31
10	-423.57	-419.08	-360.69	-252.84	-48.77	3.12	32.04	20.62	-29.74	-220.18	-308.52	-382.04
11	-390.53	-388.40	-332.95	-226.80	-4.60	50.92	81.64	75.23	27.08	-189.34	-274.47	-348.05
12	-359.93	-361.13	-310.08	-206.71	34.33	88.84	121.16	119.56	77.82	-162.78	-244.75	-316.83
13	-339.81	-343.77	-295.43	-194.13	59.38	112.68	146.00	148.21	111.08	-145.32	-224.55	-295.34
14	-330.72	-335.73	-288.39	-187.86	70.31	123.02	156.74	160.14	124.82	-137.22	-215.42	-285.71
15	-331.82	-336.92	-289.69	-189.28	66.71	119.41	153.33	156.94	121.81	-138.28	-216.54	-286.79
16	-335.12	-340.45	-293.53	-193.46	56.49	108.99	143.12	147.52	113.20	-141.84	-219.82	-290.01
17	-340.52	-346.19	-299.76	-200.23	40.06	91.96	126.69	132.30	99.18	-147.52	-225.21	-295.25
18	-347.81	-353.95	-308.17	-209.31	18.22	69.33	104.65	111.86	80.34	-155.34	-232.49	-302.36
19	-355.82	-362.51	-317.44	-219.38	-7.47	41.88	78.01	87.22	57.30	-162.84	-240.50	-310.16
20	-413.15	-420.40	-375.17	-278.85	-72.48	-28.41	4.69	15.71	-11.00	-220.69	-297.81	-366.31



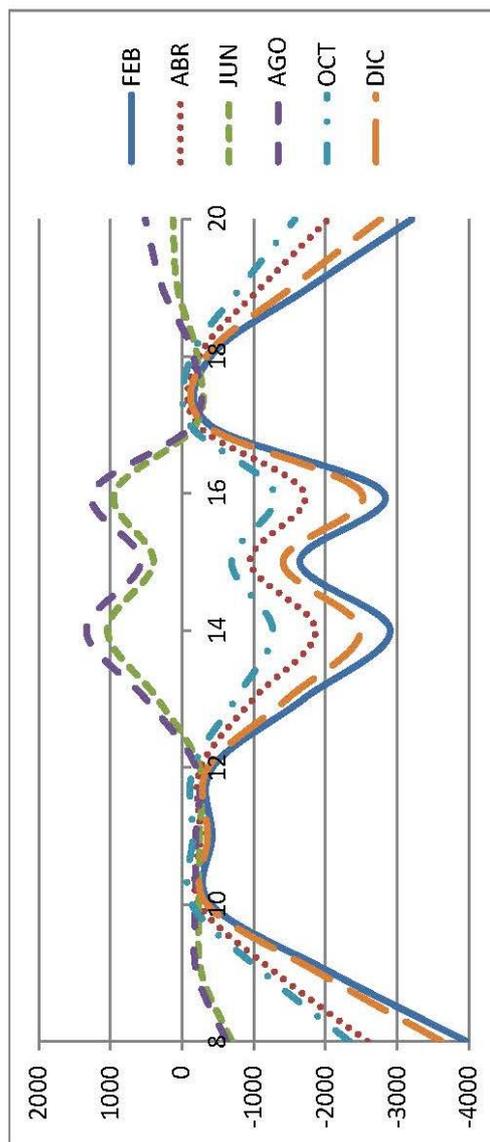
Demanda Térmica en la Zona 'Baño de Minusválidos' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-335.26	-334.60	-294.93	-221.57	-166.74	-120.34	-98.07	-105.09	-140.68	-182.92	-248.07	-302.48
9	-496.58	-492.05	-426.02	-304.39	-138.43	-73.61	-41.51	-54.84	-113.40	-259.37	-362.71	-448.09
10	-464.93	-460.44	-395.47	-275.40	-90.13	-26.37	7.66	-3.34	-58.88	-227.70	-331.08	-416.82
11	-430.95	-428.82	-366.79	-249.36	-45.02	19.12	58.32	51.91	-4.19	-195.92	-297.03	-381.89
12	-401.29	-402.49	-343.92	-228.33	-9.97	57.04	97.84	96.24	46.02	-169.36	-266.37	-350.67
13	-379.29	-383.25	-328.33	-214.81	14.86	81.94	123.74	125.95	80.34	-150.96	-245.23	-328.24
14	-38.54	-38.54	-24.44	2.12	-47.00	-21.62	-6.58	-6.58	-21.62	34.98	2.12	-24.44
15	-37.60	-37.60	-23.50	3.18	-46.06	-19.74	-5.64	-5.64	-19.74	36.04	3.18	-23.50
16	-374.60	-379.93	-326.43	-214.14	11.97	79.31	120.86	125.26	83.52	-147.48	-240.50	-322.91
17	-380.00	-385.67	-332.66	-220.91	-3.95	62.28	104.43	110.04	69.50	-153.16	-245.89	-328.15
18	-387.29	-393.43	-341.07	-229.99	-23.32	39.65	82.39	89.60	50.66	-160.98	-253.17	-335.26
19	-395.30	-401.99	-350.34	-240.06	-46.95	12.20	55.75	64.96	27.62	-169.42	-261.18	-343.06
20	-275.66	-279.29	-245.87	-178.91	-105.80	-64.96	-37.40	-32.51	-56.26	-128.21	-188.38	-241.43



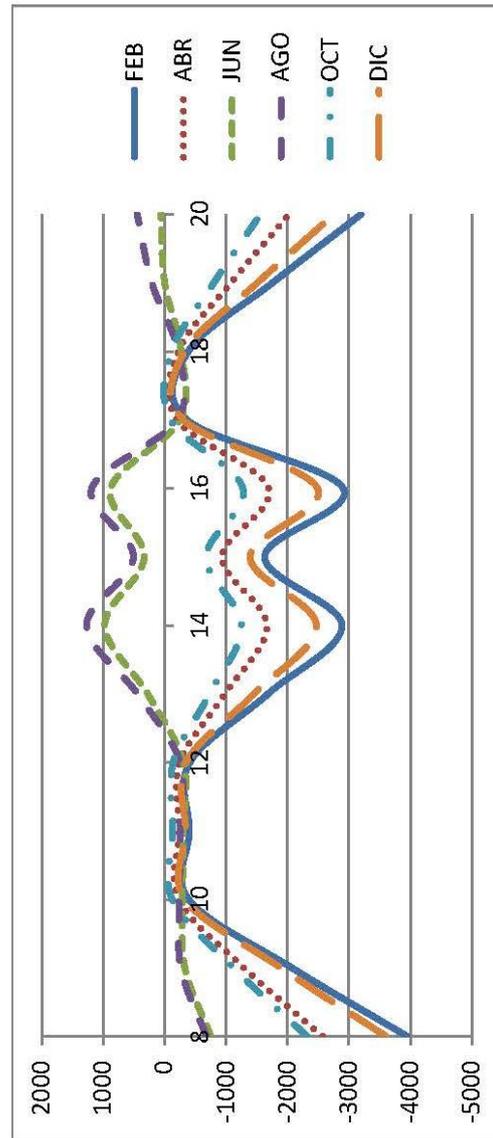
Demanda Térmica en la Zona 'Vestuario 1' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-3974.06	-3963.83	-3493.69	-2585.32	-1451.53	-1122.51	-693.02	-502.48	-621.02	-2334.51	-3035.99	-3619.28
9	-2104.89	-2086.85	-1814.94	-1307.32	-680.72	-529.96	-270.72	-146.63	-204.33	-1138.51	-1558.27	-1907.39
10	-407.02	-407.96	-348.74	-245.34	-122.20	-328.06	-234.06	-183.30	-185.18	-138.18	-250.98	-348.74
11	-418.30	-419.24	-360.96	-255.68	-132.54	-337.46	-244.40	-191.76	-194.58	-150.40	-262.26	-360.02
12	-423.94	-424.88	-367.54	-263.20	-140.06	-339.34	-246.28	-193.64	-196.46	-156.04	-269.78	-366.60
13	-1679.36	-1696.90	-1468.51	-996.97	-400.14	72.50	340.71	503.09	508.08	-746.25	-1131.92	-1468.14
14	-2857.42	-2901.28	-2508.45	-1862.24	-612.43	615.30	1040.69	1309.45	1334.80	-1266.50	-1917.35	-2485.97
15	-1620.85	-1643.16	-1417.58	-950.70	-355.69	134.60	398.18	564.13	575.00	-690.83	-1073.34	-1406.39
16	-2876.48	-2814.92	-2532.67	-1707.03	-644.25	522.79	945.44	1218.62	1252.37	-1288.29	-1936.41	-2504.14
17	-381.64	-381.64	-323.36	-219.02	-94.00	-288.58	-193.64	-142.88	-145.70	-112.80	-226.54	-324.30
18	-401.38	-401.38	-342.16	-238.76	-113.74	-303.62	-209.62	-156.04	-159.80	-132.54	-245.34	-344.04
19	-1738.52	-1766.52	-1550.95	-1094.84	-508.98	-168.22	64.87	240.06	274.43	-815.68	-1192.74	-1522.31
20	-3146.18	-3207.93	-2840.62	-2039.44	-998.94	-239.59	127.91	421.85	512.06	-1572.86	-2205.80	-2767.28



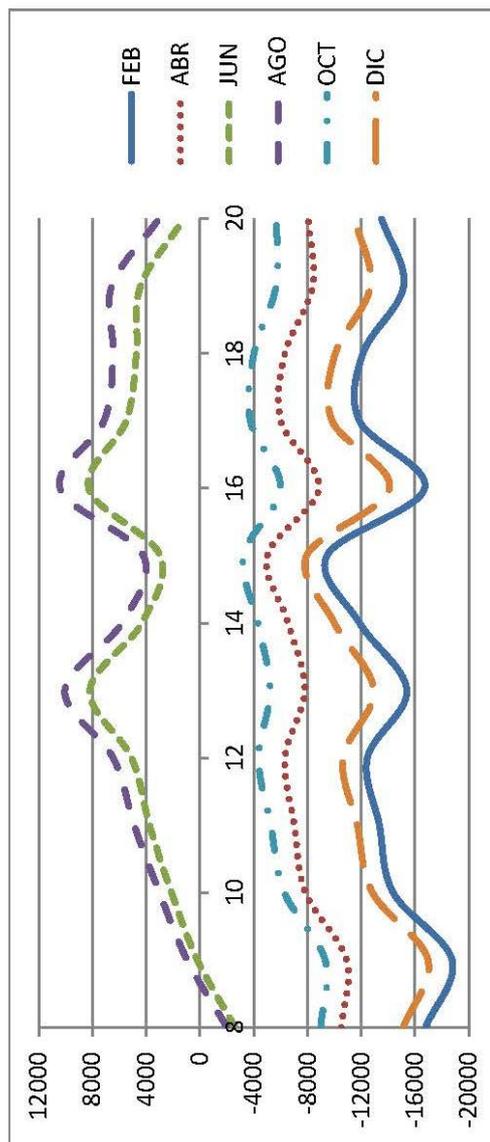
Demanda Térmica en la Zona 'Vestuario 2' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-3959.02	-3948.79	-3478.65	-2570.28	-1182.67	-753.18	-562.64	-681.18	-1097.84	-2320.41	-3020.95	-3604.24
9	-2090.79	-2072.75	-1800.84	-1292.28	-590.12	-330.88	-206.79	-264.49	-503.25	-1123.47	-1544.17	-1893.29
10	-391.98	-392.92	-333.70	-230.30	-388.22	-294.22	-243.46	-245.34	-299.86	-124.08	-235.94	-333.70
11	-403.26	-404.20	-345.92	-241.58	-397.62	-304.56	-251.92	-254.74	-311.14	-135.36	-247.22	-344.98
12	-409.84	-410.78	-352.50	-248.16	-399.50	-306.44	-253.80	-256.62	-314.90	-141.94	-254.74	-351.56
13	-1665.26	-1682.80	-1453.47	-981.93	4.66	272.87	435.25	440.24	254.50	-731.21	-1116.88	-1453.10
14	-2842.38	-2886.24	-2493.41	-1664.84	547.46	972.85	1241.61	1266.96	973.12	-1252.40	-1902.31	-2470.93
15	-1605.81	-1628.12	-1402.54	-936.60	66.76	330.34	496.29	507.16	327.69	-675.79	-1058.30	-1391.35
16	-2861.44	-2907.04	-2517.63	-1691.99	454.95	877.60	1150.78	1184.53	900.13	-1273.25	-1922.31	-2489.10
17	-366.60	-366.60	-308.32	-203.98	-348.74	-253.80	-203.04	-205.86	-266.02	-97.76	-211.50	-309.26
18	-386.34	-386.34	-327.12	-223.72	-363.78	-269.78	-216.20	-219.96	-281.06	-117.50	-230.30	-329.00
19	-1724.42	-1753.36	-1536.85	-1079.80	-228.38	-2.64	172.22	206.59	50.00	-800.64	-1177.70	-1507.27
20	-3131.14	-3193.83	-2826.52	-2024.40	-299.75	60.07	354.01	444.22	212.93	-1557.82	-2191.70	-2753.18



Demanda Térmica en la Zona 'Zona Comercial' con Control de Caudal de Ventilación (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-16807.38	-16776.82	-14628.56	-10504.96	-4758.09	-2612.87	-1588.11	-2023.61	-3909.46	-8977.96	-12316.20	-15113.31
9	-18933.33	-18752.99	-16026.70	-10904.43	-2360.58	182.78	1564.43	949.03	-1495.77	-9308.96	-13485.17	-16961.87
10	-14514.44	-14372.33	-12099.91	-7846.75	-274.11	2113.70	3370.71	3009.89	917.90	-6281.73	-9846.16	-12834.50
11	-13413.33	-13345.02	-11183.19	-7018.75	1393.99	3750.95	5074.43	4887.72	2993.22	-5260.04	-8743.58	-11701.97
12	-12398.02	-12446.21	-10402.95	-6326.87	2787.68	5089.23	6473.42	6451.92	4762.14	-4352.57	-7734.50	-10635.69
13	-15196.12	-15385.67	-12913.02	-7794.62	5438.39	8185.00	9921.80	10054.30	8170.64	-5217.02	-9328.44	-12916.39
14	-11699.60	-11868.82	-10072.02	-6556.98	2214.32	4326.46	5668.84	5812.23	4429.31	-4302.74	-7344.34	-9996.54
15	-9314.08	-9439.54	-7983.41	-5005.49	1155.36	2951.29	4088.72	4209.08	3050.26	-3235.69	-5743.25	-7931.32
16	-16541.32	-16709.90	-14244.88	-8836.40	5404.22	8276.43	10145.16	10401.38	8511.89	-5978.01	-10303.12	-14084.48
17	-11657.75	-11860.32	-9959.74	-6011.94	3265.09	5486.78	6931.32	7138.54	5713.39	-3746.55	-6988.89	-9828.30
18	-11901.99	-12121.58	-10244.76	-6322.68	2537.15	4727.42	6214.60	6461.34	5082.07	-4009.81	-7232.19	-10061.82
19	-14848.95	-15142.92	-12978.74	-8381.18	1957.85	4419.13	6155.61	6566.61	5086.45	-5661.35	-9396.85	-12683.81
20	-13262.54	-13505.85	-11753.10	-8040.11	-731.62	1175.90	2655.08	3042.71	1839.01	-5686.85	-8764.25	-11478.86



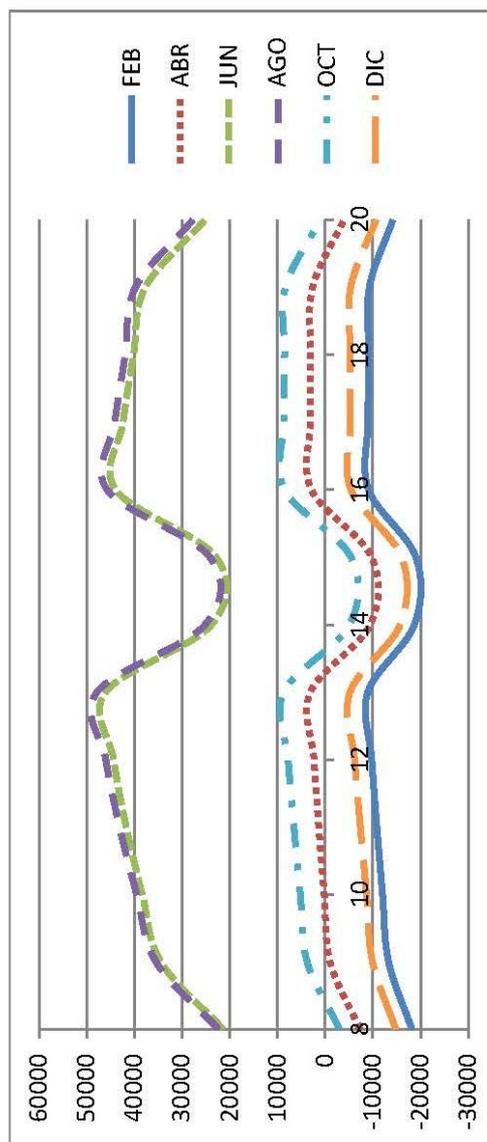
ANEXO VI

CURVAS DE DEMANDA
POR ZONA Y LOCAL
INCLUYENDO
RECUPERACIÓN DE CALOR
DEL AIRE DE EXTRACCIÓN

ANEXO VI - Curvas de Demanda por Zona y Local Incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción

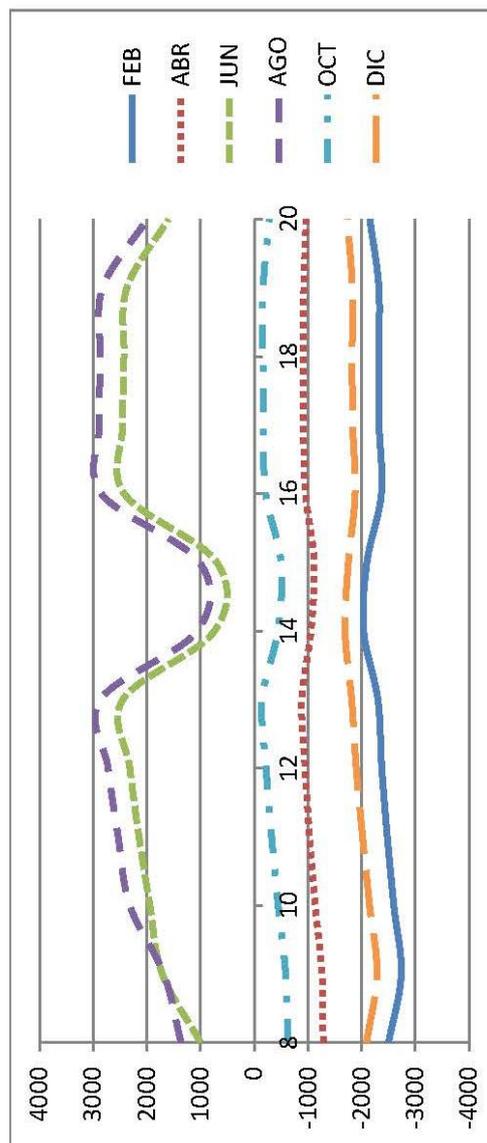
Demanda Térmica en la Zona 'Zona Industrial' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-18106.84	-18176.11	-14376.60	-7277.40	15924.31	21353.64	23762.22	22337.39	17274.41	-3037.79	-9379.53	-14806.01
9	-13436.63	-13295.17	-8996.09	-1012.94	28624.09	34436.94	37045.26	35457.22	29717.91	3780.87	-3836.75	-9919.87
10	-12161.67	-12019.93	-7761.48	195.59	32589.00	38332.64	40988.97	39511.03	33778.43	5216.85	-2565.88	-8664.37
11	-10898.82	-10824.15	-6657.33	1359.28	36042.06	41699.32	44424.49	43114.79	37512.00	6560.34	-1303.58	-7373.27
12	-9727.97	-9758.01	-5690.15	2352.03	38752.86	44338.69	47125.75	45986.89	40555.36	7774.82	-134.31	-6158.13
13	-8811.50	-8931.01	-4953.40	3109.14	40482.35	46016.99	48844.06	47838.15	42539.77	8707.45	885.74	-5198.95
14	-18613.88	-18677.80	-15486.50	-9427.26	19051.38	23858.48	26224.40	25195.14	20459.06	-5079.76	-10776.16	-15685.78
15	-18956.98	-19003.98	-15806.10	-9745.92	18033.78	22862.08	25216.34	24156.34	19408.60	-5405.94	-11119.26	-16037.34
16	-8994.74	-9090.11	-5116.63	2903.36	38343.56	43916.16	46726.47	45697.29	40437.79	8535.66	683.05	-5393.68
17	-8867.73	-8946.88	-4906.59	3173.44	19067.47	42368.94	45168.28	44107.60	38875.98	8700.43	830.89	-5262.72
18	-8935.88	-9113.24	-5072.84	3043.76	34548.97	40168.37	42963.09	41913.43	36898.46	8521.14	752.98	-5276.78
19	-9006.24	-9248.30	-5375.57	2662.13	32101.44	37700.50	40532.53	39790.79	35419.65	8370.22	673.63	-5328.10
20	-13969.49	-14170.17	-10700.42	-3891.45	20101.64	25217.98	27948.74	27744.79	24232.06	1094.77	-5240.65	-10641.63



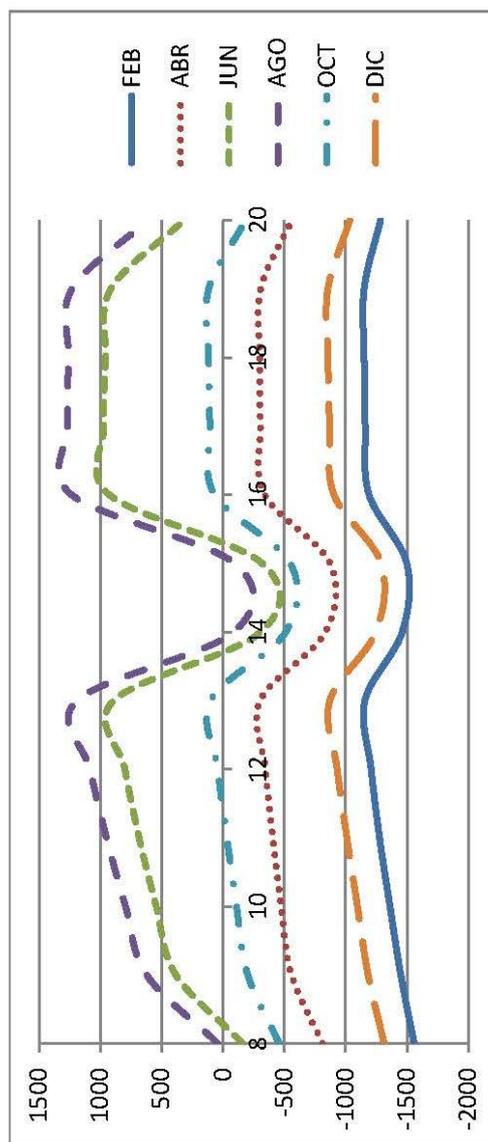
Demanda Térmica en la Zona 'Sala de Calibración Eléctrica' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-2493.15	-2500.28	-2071.16	-1283.11	307.96	1000.08	1389.84	1362.81	911.13	-624.03	-1410.29	-2089.43
9	-2740.97	-2735.84	-2216.69	-1261.85	945.38	1714.22	2136.07	1685.13	1541.85	-582.89	-1498.68	-2283.60
10	-2603.79	-2596.90	-2082.32	-1132.83	1176.75	1943.60	2368.50	2318.90	1785.51	-443.77	-1361.56	-2145.86
11	-2474.79	-2475.99	-1970.47	-1029.07	1384.14	2146.27	2573.09	2534.23	2015.01	-322.29	-1232.32	-2015.47
12	-2361.66	-2373.28	-1877.72	-943.91	1560.05	2316.71	2749.00	2722.33	2216.53	-218.80	-1119.90	-1897.96
13	-2280.70	-2300.81	-1812.62	-884.97	1692.23	2444.78	2879.44	2862.59	2366.17	-145.99	-1038.68	-1812.31
14	-2031.34	-2036.04	-1686.36	-1054.68	117.66	740.94	1088.62	1062.12	660.38	438.04	-1109.20	-1690.12
15	-2091.50	-2097.14	-1744.64	-1113.90	76.32	698.54	1048.34	1020.78	614.80	-498.20	-1169.36	-1751.22
16	-2345.37	-2366.40	-1880.24	-953.95	1670.88	2421.76	2858.09	2846.65	2352.39	-211.97	-1102.29	-1877.62
17	-2302.72	-2323.96	-1838.56	-914.10	1702.75	2450.51	2889.96	2883.68	2393.53	-169.34	-1059.58	-1832.54
18	-2291.88	-2314.74	-1831.54	-909.39	1681.16	2426.18	2867.68	2866.88	2383.26	-160.33	-1048.74	-1822.04
19	-2296.15	-2319.92	-1839.18	-920.69	1631.48	2372.71	2816.94	2824.04	2348.02	-164.17	-1053.01	-1825.57
20	-2138.61	-2151.94	-1738.52	-963.87	921.11	1600.74	1999.85	1995.35	1560.08	-277.34	-1057.34	-1733.72



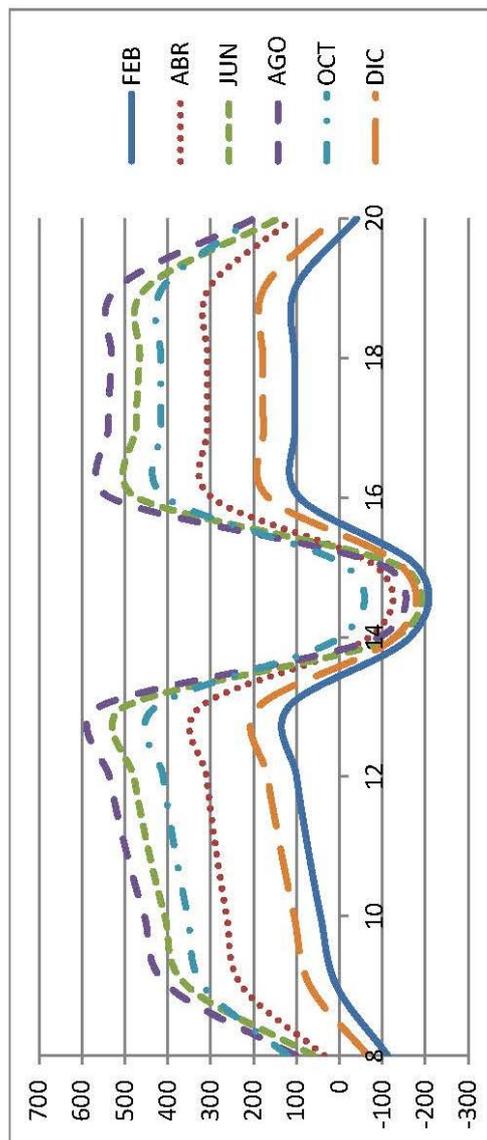
Demanda Térmica en el local 'Vestíbulo' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-1552.13	-1558.03	-1299.92	-811.07	-514.88	-163.55	43.47	41.78	-188.28	-457.84	-919.16	-1313.93
9	-1451.30	-1449.14	-1142.11	-558.29	-46.61	384.21	635.93	622.45	325.08	-201.26	-729.02	-1183.06
10	-1362.90	-1360.81	-1050.39	-473.94	113.44	543.62	795.58	794.45	511.15	-110.15	-639.76	-1096.27
11	-1278.29	-1276.13	-976.50	-405.85	253.32	683.81	940.36	950.08	677.48	-31.41	-555.91	-1009.88
12	-1201.78	-1207.58	-913.49	-345.31	373.05	799.35	1062.21	1083.45	821.27	42.61	-482.85	-930.49
13	-1146.58	-1156.61	-865.76	-303.22	473.96	890.49	1159.54	1190.35	945.65	100.65	-423.93	-870.95
14	-1452.80	-1460.83	-1241.30	-835.27	-610.06	-307.38	-115.62	-86.48	-256.62	-511.33	-906.66	-1245.76
15	-1491.17	-1497.42	-1282.35	-871.86	-624.16	-318.66	-125.96	-94.94	-266.96	-548.81	-945.03	-1288.60
16	-1177.96	-1190.53	-901.42	-338.48	507.62	926.83	1194.27	1234.69	983.81	68.59	-457.92	-904.71
17	-1141.58	-1159.24	-866.60	-304.64	551.82	970.91	1232.11	1266.40	1011.51	105.21	-422.40	-869.82
18	-1131.00	-1150.44	-860.78	-300.08	540.92	956.33	1228.24	1258.24	1002.25	116.08	-412.72	-856.24
19	-1130.67	-1150.22	-861.89	-307.14	500.48	914.32	1184.62	1231.26	995.36	116.57	-411.50	-854.62
20	-1272.31	-1283.51	-1036.11	-558.24	-46.49	319.80	568.95	614.71	403.65	-184.47	-639.19	-1033.23



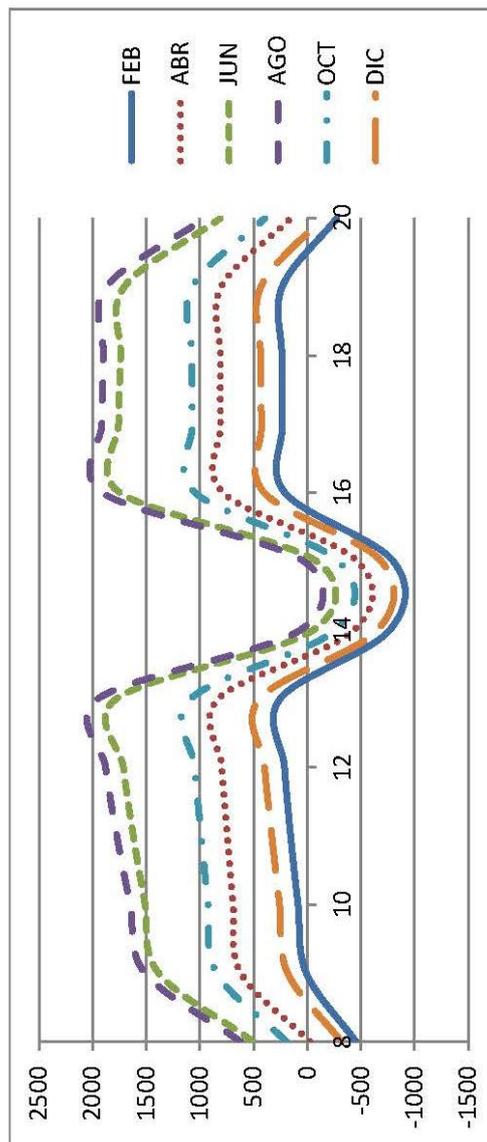
Demanda Térmica en el local 'Sala de Dirección' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-113.08	-112.63	-61.07	35.56	-24.70	59.39	107.33	101.66	42.96	120.13	15.12	-66.21
9	3.53	7.03	85.85	227.96	252.03	354.91	410.03	399.27	322.76	317.44	182.95	68.83
10	40.53	43.99	122.00	262.89	304.67	406.70	462.68	454.50	380.43	353.43	219.93	105.52
11	72.67	74.31	150.06	288.91	346.26	446.84	504.12	499.52	429.76	384.89	252.13	138.40
12	100.90	99.98	173.05	309.76	379.11	478.55	536.97	535.83	470.66	410.73	280.41	167.84
13	121.49	118.43	188.41	324.53	401.30	500.93	559.01	560.59	499.79	428.26	301.06	188.47
14	-164.20	-164.20	-129.40	-69.61	-191.76	-128.78	-92.12	-92.12	-128.78	-1.78	-69.61	-129.40
15	-182.05	-182.05	-147.24	-87.45	-208.68	-145.70	-109.04	-109.04	-145.70	-18.74	-87.45	-147.24
16	97.33	93.22	163.11	297.28	373.33	471.33	531.04	534.20	474.35	404.18	276.93	165.82
17	108.35	103.98	173.48	307.24	376.40	473.97	534.11	538.13	479.14	414.98	287.96	176.97
18	109.82	105.08	174.09	307.32	368.17	465.17	525.74	530.91	473.07	416.03	289.43	178.57
19	107.97	102.82	170.25	303.88	353.32	450.81	511.96	518.56	461.86	412.85	287.58	175.87
20	-37.13	-39.60	8.74	108.66	59.97	143.48	194.93	198.88	150.51	203.25	101.35	12.17



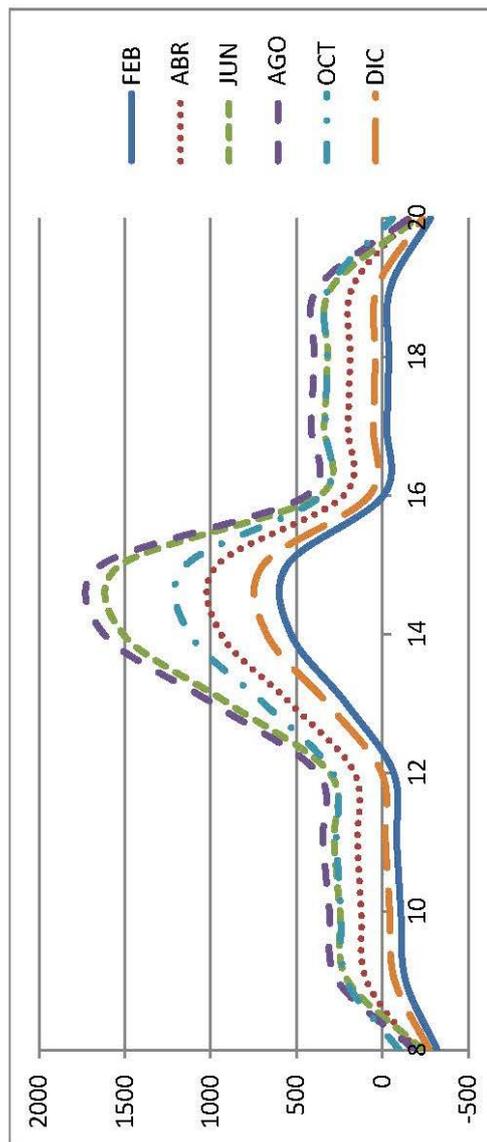
Demanda Térmica en el local 'Oficina Técnica' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-451.80	-453.54	-304.68	-23.06	275.83	502.28	627.23	620.81	470.43	194.04	-93.33	-317.08
9	5.23	9.42	220.33	618.84	1126.03	1384.81	1524.59	1510.82	1331.08	845.15	489.37	183.11
10	81.62	86.77	296.99	690.99	1260.28	1510.92	1656.72	1649.35	1477.83	923.59	565.74	258.89
11	152.58	155.97	358.49	746.24	1372.23	1620.97	1769.44	1774.78	1611.10	989.02	636.81	331.37
12	216.60	212.67	409.65	795.01	1467.35	1713.72	1866.68	1879.15	1719.66	1047.09	697.90	397.87
13	257.81	251.49	445.18	826.21	1535.18	1776.58	1933.15	1948.07	1799.65	1085.06	743.28	443.30
14	-764.77	-768.34	-652.33	-435.48	-222.78	-57.34	51.94	64.66	-39.48	-258.79	-472.07	-654.12
15	-797.79	-801.36	-685.35	-466.72	-252.86	-84.60	19.08	32.86	-73.32	-291.81	-504.20	-688.92
16	217.74	208.23	401.68	783.79	1494.90	1743.60	1894.99	1908.94	1748.77	1045.09	700.23	401.21
17	243.55	231.47	427.16	808.42	1510.85	1758.66	1905.64	1913.95	1752.38	1070.45	726.06	426.26
18	250.16	237.32	429.96	809.13	1492.30	1738.91	1893.15	1898.53	1737.21	1075.19	732.67	435.17
19	248.02	234.33	425.81	802.70	1460.26	1705.69	1857.93	1872.64	1715.81	1072.38	731.55	433.38
20	-267.39	-275.17	-135.10	155.01	661.92	809.63	943.96	955.30	815.68	395.92	104.46	-131.54



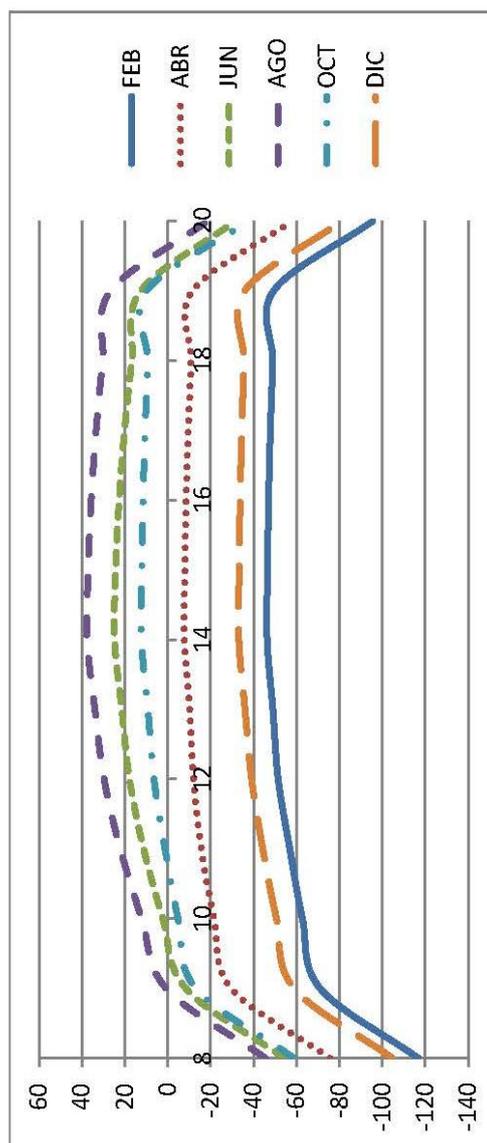
Demanda Térmica en el local 'Sala de Descanso' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-318.58	-318.58	-272.18	-190.97	-320.54	-235.00	-186.12	-186.12	-235.00	-97.27	-190.97	-272.18
9	-137.25	-134.52	-57.37	92.86	79.45	203.09	271.49	261.94	174.60	209.38	52.98	-70.68
10	-109.40	-106.69	-29.30	123.65	123.68	247.62	315.71	308.46	224.34	242.00	85.57	-42.17
11	-84.37	-83.09	-8.35	145.60	160.31	281.92	351.16	347.09	266.78	267.88	113.00	-17.45
12	-63.49	-64.21	9.57	163.76	187.92	308.51	379.83	378.81	301.51	290.46	137.75	4.95
13	217.60	212.10	321.43	535.64	751.35	897.40	984.55	987.39	895.33	690.15	493.41	321.56
14	543.81	533.43	668.58	939.83	1342.07	1510.33	1615.09	1621.64	1513.80	1121.86	882.72	674.14
15	563.80	553.23	688.16	959.15	1355.27	1523.53	1628.67	1635.61	1528.16	1141.92	902.67	694.17
16	-2.37	-5.58	74.27	225.19	248.34	367.66	440.12	442.92	370.33	357.15	207.16	76.68
17	-22.58	-26.00	50.77	201.33	220.95	339.88	412.73	416.29	344.46	334.03	184.25	53.86
18	-33.22	-36.92	37.94	188.03	200.72	319.15	392.38	396.96	326.15	321.60	172.18	41.91
19	-42.18	-46.21	25.89	176.45	179.56	297.48	370.16	376.01	307.28	311.13	162.00	30.87
20	-279.32	-279.32	-232.91	-151.70	-285.76	-201.16	-151.34	-151.34	-201.16	-58.00	-151.70	-232.91



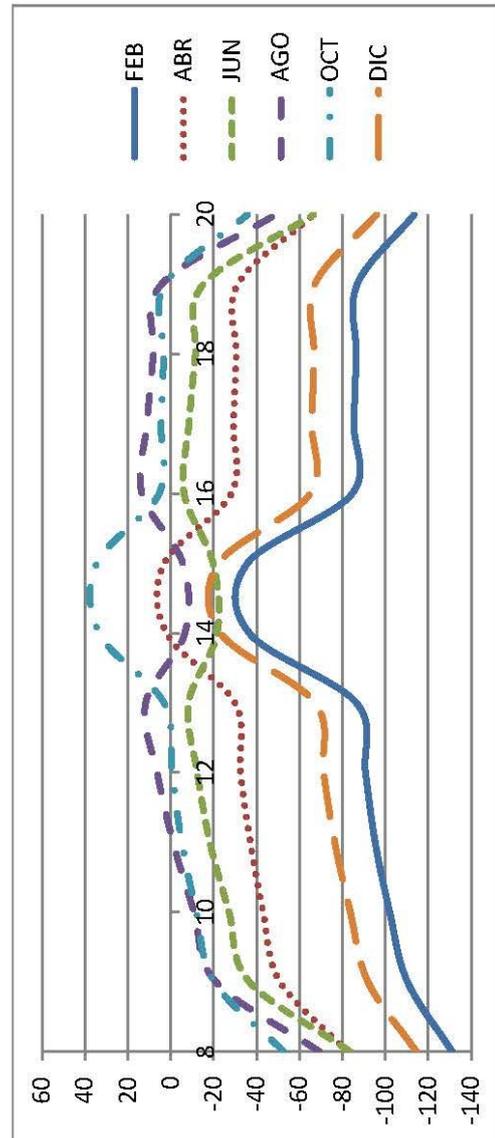
Demanda Térmica en el local 'Baño' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-116.90	-116.71	-102.56	-75.51	-72.58	-54.34	-43.43	-45.53	-60.44	-58.79	-83.05	-104.71
9	-71.65	-71.01	-55.71	-29.51	-26.55	-8.41	2.94	0.69	-14.38	-13.11	-37.82	-58.86
10	-63.35	-62.71	-47.57	-21.59	-16.90	2.27	13.82	12.10	-2.86	-4.81	-29.52	-50.61
11	-57.13	-56.83	-42.10	-15.61	-8.68	11.24	23.06	22.10	7.67	1.25	-22.40	-44.25
12	-51.26	-51.43	-38.09	-11.99	-2.62	17.83	29.89	29.65	16.18	6.40	-17.41	-39.05
13	-48.39	-48.95	-36.00	-10.20	0.80	21.41	33.61	33.94	21.17	9.22	-14.53	-35.99
14	-45.58	-46.29	-33.48	-7.79	4.24	24.76	37.03	37.54	25.03	12.25	-11.71	-33.10
15	-45.73	-46.46	-33.67	-7.99	3.70	24.22	36.51	37.06	24.58	12.08	-11.87	-33.25
16	-46.20	-46.96	-34.21	-8.59	2.17	22.66	34.98	35.64	23.29	11.51	-12.34	-33.71
17	-46.97	-47.78	-35.10	-9.55	-0.26	20.10	32.52	33.36	21.18	10.59	-13.11	-34.46
18	-48.01	-48.89	-36.30	-10.84	-3.17	16.71	29.21	30.29	18.36	9.33	-14.14	-35.47
19	-48.39	-49.35	-36.86	-11.52	-6.71	12.59	25.22	26.60	14.90	9.84	-14.53	-35.82
20	-94.48	-95.52	-82.25	-57.91	-49.22	-31.43	-20.15	-18.68	-28.82	-37.50	-60.61	-80.99



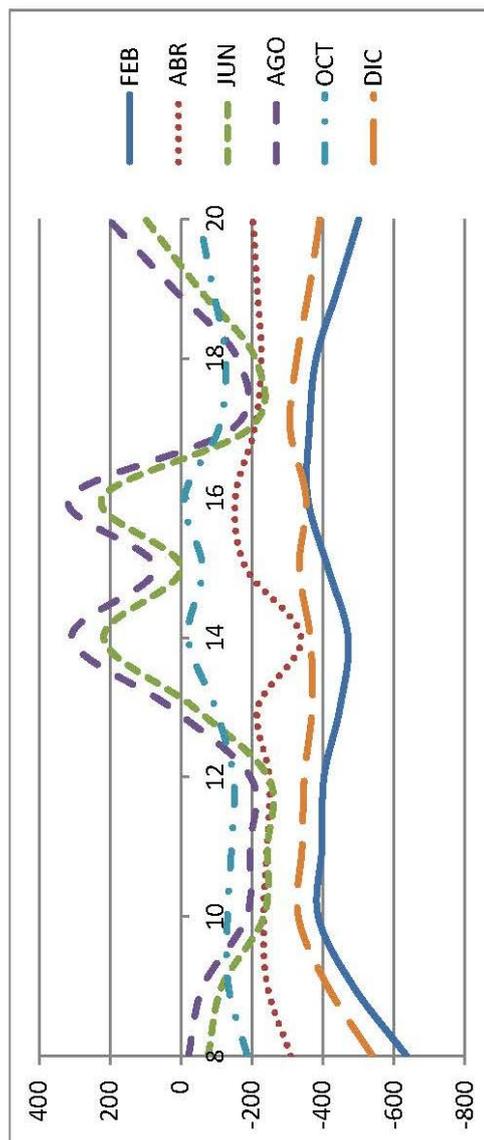
Demanda Térmica en el local 'Baño de Minusválidos' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-131.18	-131.08	-113.30	-82.37	-112.90	-83.57	-68.24	-69.30	-86.62	-52.60	-86.15	-114.37
9	-110.92	-110.27	-88.73	-50.93	-67.91	-36.61	-19.01	-21.01	-42.58	-20.25	-59.24	-91.87
10	-102.62	-101.98	-80.59	-43.01	-58.26	-27.13	-9.37	-10.89	-32.00	-11.94	-50.94	-83.63
11	-95.50	-95.20	-74.23	-37.03	-49.10	-18.23	-0.23	-1.09	-21.40	-5.14	-43.81	-76.38
12	-90.52	-90.69	-70.21	-32.51	-43.04	-12.39	6.57	6.33	-13.85	-0.60	-37.93	-71.18
13	-85.87	-86.43	-67.23	-29.83	-38.77	-8.28	11.35	11.68	-8.49	3.15	-34.16	-67.22
14	-36.59	-36.59	-23.20	2.02	-47.00	-21.62	-6.58	-6.58	-21.62	33.41	2.02	-23.20
15	-35.70	-35.70	-22.31	3.04	-46.06	-19.74	-5.64	-5.64	-19.74	34.42	3.04	-22.31
16	-83.68	-84.44	-65.45	-28.22	-37.56	-6.23	12.72	13.38	-5.67	5.43	-31.97	-64.95
17	-84.45	-85.26	-66.33	-29.18	-39.74	-8.49	10.26	11.10	-7.53	4.51	-32.74	-65.69
18	-85.49	-86.37	-67.53	-30.47	-42.65	-11.51	6.95	8.03	-10.04	3.25	-33.78	-66.70
19	-85.87	-86.83	-68.09	-31.15	-46.19	-15.16	2.96	4.34	-13.10	2.75	-34.16	-67.06
20	-112.83	-113.35	-96.45	-66.44	-94.17	-66.47	-49.55	-48.82	-65.17	-35.70	-67.79	-95.82



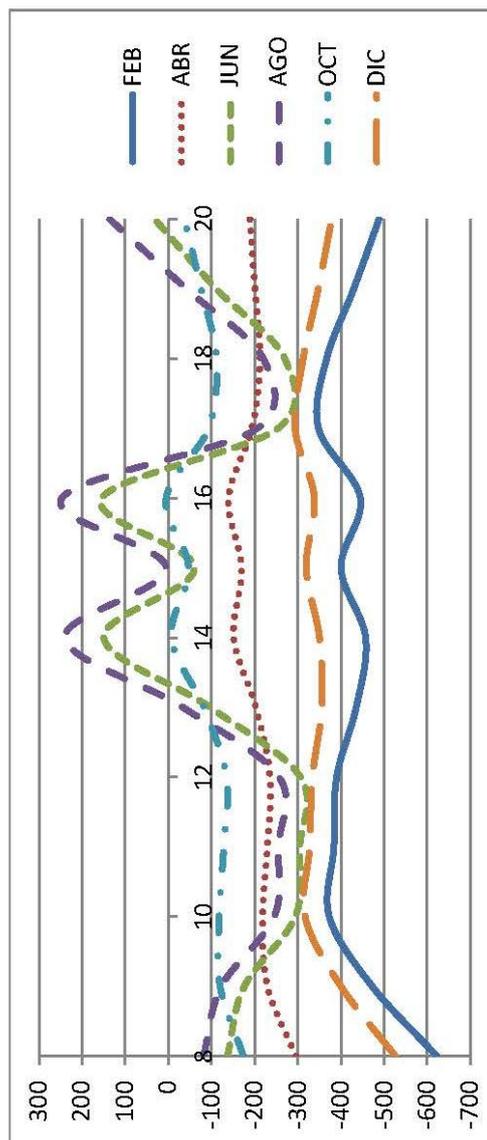
Demanda Térmica en el local 'Vestuario 1' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-637.21	-636.51	-523.30	-309.75	-220.31	-76.79	-2.66	-21.24	-131.68	-187.56	-379.23	-540.42
9	-487.85	-486.04	-400.29	-243.81	-234.50	-115.71	-52.36	-62.61	-146.36	-134.06	-284.86	-413.46
10	-386.40	-387.29	-331.07	-232.91	-328.06	-234.06	-183.30	-185.18	-239.70	-131.18	-238.27	-331.07
11	-397.11	-398.00	-342.67	-242.73	-337.46	-244.40	-191.76	-194.58	-250.98	-142.78	-248.97	-341.78
12	-402.46	-403.36	-348.92	-249.87	-339.34	-246.28	-193.64	-196.46	-254.74	-148.14	-256.11	-348.03
13	-445.46	-448.72	-369.92	-217.06	-153.35	-36.98	32.22	29.36	-48.21	-96.41	-242.35	-369.87
14	-463.79	-471.55	-367.83	-338.76	61.66	217.37	306.34	307.44	204.80	-20.30	-204.77	-364.62
15	-410.58	-414.52	-334.61	-183.17	-114.73	-0.57	74.71	72.74	-10.51	-61.21	-207.46	-333.77
16	-452.09	-357.61	-356.10	-153.58	67.61	222.01	312.54	314.90	214.57	-9.75	-193.07	-352.80
17	-362.31	-362.31	-306.98	-207.92	-288.58	-193.64	-142.88	-145.70	-205.86	-107.09	-215.06	-307.87
18	-381.05	-381.05	-324.83	-226.66	-303.62	-209.62	-156.04	-159.80	-220.90	-125.83	-232.91	-326.61
19	-437.96	-441.94	-364.22	-215.07	-165.06	-51.30	18.89	20.44	-53.04	-90.36	-236.60	-361.66
20	-492.01	-501.57	-401.47	-203.19	-44.73	99.38	192.12	203.85	112.39	-51.79	-232.95	-391.79



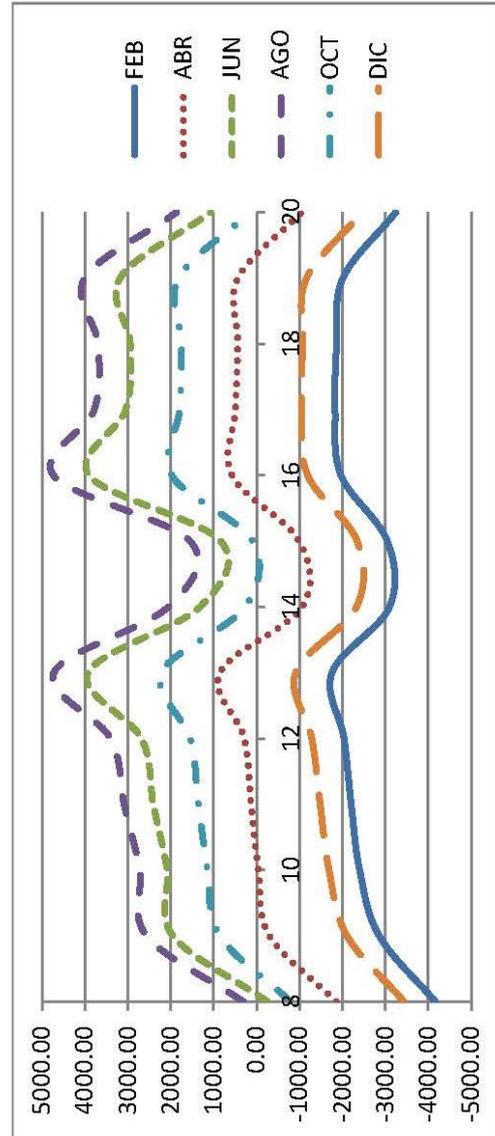
Demanda Térmica en el local 'Vestuario 2' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-622.93	-622.24	-509.02	-295.47	-280.47	-136.95	-62.82	-81.40	-191.84	-174.17	-364.95	-526.14
9	-474.47	-472.66	-386.91	-229.53	-294.66	-175.87	-112.52	-122.77	-206.52	-119.78	-271.47	-400.07
10	-372.12	-373.02	-316.80	-218.63	-388.22	-294.22	-243.46	-245.34	-299.86	-117.79	-223.99	-316.80
11	-382.83	-383.72	-328.40	-229.34	-397.62	-304.56	-251.92	-254.74	-311.14	-128.50	-234.70	-327.50
12	-389.08	-389.97	-334.64	-235.59	-399.50	-306.44	-253.80	-256.62	-314.90	-134.75	-241.84	-333.75
13	-432.08	-435.33	-355.65	-202.79	-213.51	-97.14	-31.59	-34.12	-108.37	-82.13	-228.07	-355.59
14	-449.51	-457.27	-353.55	-151.36	-5.48	149.53	238.50	239.60	136.96	-6.92	-190.49	-350.35
15	-396.30	-400.24	-320.33	-169.78	-174.89	-60.73	6.87	4.90	-70.67	-46.93	-193.18	-319.49
16	-437.81	-445.07	-341.83	-139.30	-0.21	154.17	244.70	247.06	146.73	5.14	-179.68	-338.52
17	-348.03	-348.03	-292.70	-193.65	-348.74	-253.80	-203.04	-205.86	-266.02	-92.81	-200.79	-293.59
18	-366.77	-366.77	-310.55	-212.39	-363.78	-269.78	-216.20	-219.96	-281.06	-111.55	-218.63	-312.33
19	-424.57	-429.45	-350.83	-200.79	-225.22	-111.46	-43.41	-42.03	-113.20	-76.09	-222.32	-347.38
20	-477.74	-488.18	-388.09	-188.91	-104.89	31.54	124.28	136.01	44.55	-37.51	-219.56	-378.40



Demanda Térmica en la Zona 'Zona Comercial' incluyendo Recuperación de Calor del Aire de Extracción (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-4154.26	-4160.07	-3356.03	-1850.60	-1301.78	-252.11	368.38	309.13	-438.60	-791.39	-2215.77	-3428.74
9	-2871.16	-2853.70	-1960.56	-298.94	701.73	1947.45	2637.63	2562.44	1691.35	856.30	-782.73	-2102.43
10	-2411.27	-2398.75	-1565.70	-42.43	909.60	2084.82	2752.70	2721.10	1945.99	1144.00	-436.63	-1684.68
11	-2208.55	-2201.50	-1394.63	130.95	1238.04	2405.19	3087.55	3085.67	2334.78	1354.66	-234.49	-1478.04
12	-2021.10	-2034.72	-1246.43	288.52	1522.78	2680.71	3377.58	3402.29	2671.29	1545.10	-55.16	-1284.54
13	-1719.32	-1751.75	-898.25	859.27	2705.15	3926.25	4677.81	4722.91	3975.45	2213.38	489.90	-905.15
14	-3052.52	-3091.48	-2329.78	-1061.85	193.39	1321.12	2007.21	2062.06	1377.09	273.21	-1132.81	-2324.05
15	-3015.09	-3044.29	-2337.68	-988.93	-216.25	837.33	1494.49	1546.78	890.92	95.10	-1212.25	-2340.26
16	-2024.97	-1963.96	-1196.31	574.03	2651.38	3901.22	4665.36	4731.73	3955.46	1974.74	200.69	-1187.43
17	-1786.22	-1825.39	-1046.52	494.06	1896.23	3049.39	3737.29	3782.79	3068.06	1793.57	204.48	-1045.18
18	-1820.45	-1862.98	-1089.27	438.80	1797.85	2942.69	3655.91	3694.73	2979.67	1750.84	166.93	-1073.82
19	-1954.88	-2008.57	-1194.15	433.89	1993.86	3180.26	3922.77	4002.44	3292.98	1818.37	144.96	-1161.10
20	-3195.07	-3240.36	-2490.85	-1047.02	16.80	1066.57	1774.99	1861.97	1193.97	146.31	-1253.91	-2458.51

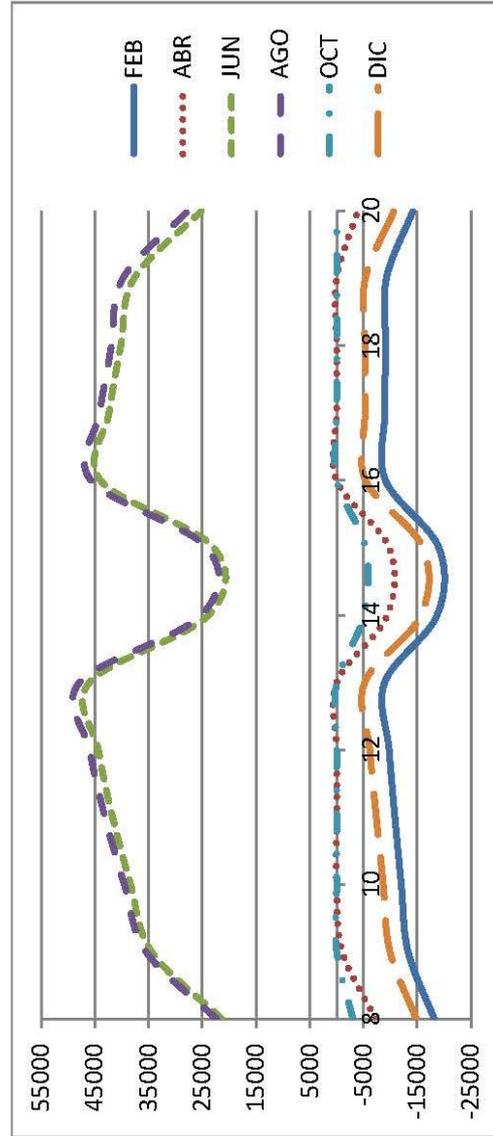


ANEXO VII

CURVAS DE DEMANDA POR ZONA Y LOCAL AÑADIENDO FREE-COOLING

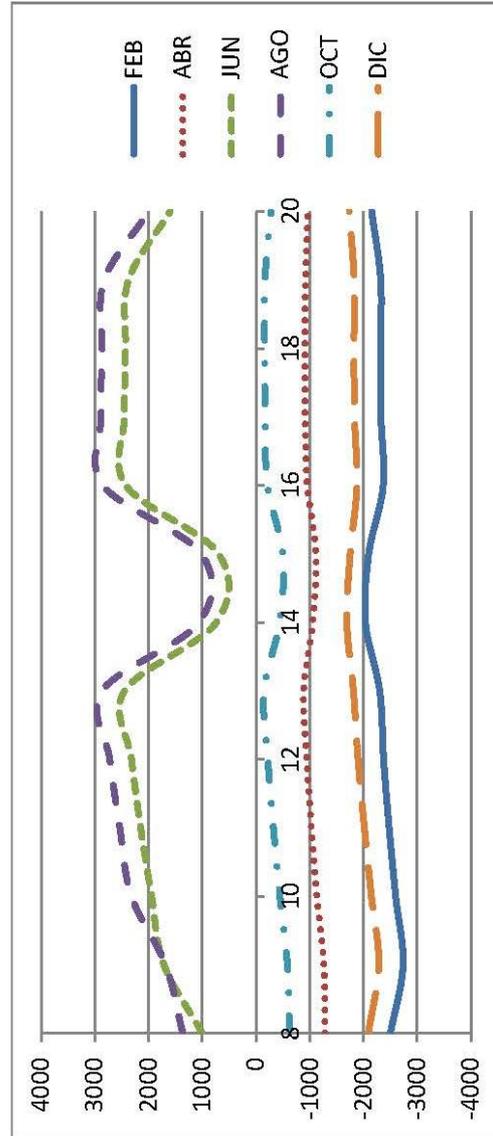
Demanda Térmica en el Local 'Zona Industrial' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-18106.84	-18176.11	-14376.60	-7277.40	0.00	21353.64	23762.22	22337.39	0	-3037.79	9379.53	-14806.01
9	-13436.63	-13295.17	-8996.09	-1012.94	28624.09	34436.94	37045.26	35457.22	29717.91	0	-3836.75	-9919.87
10	-12161.67	-12019.93	-7761.48	0	32589.00	38332.64	40988.97	39511.03	33778.43	0	-2565.88	-8664.37
11	-10898.82	-10824.15	-6657.33	0	36042.06	41699.32	44424.49	43114.79	37512.00	0	-1303.58	-7373.27
12	-9727.97	-9758.01	-5690.15	0	38752.86	44338.69	47125.75	45986.89	40555.36	0	0	-6158.13
13	-8811.50	-8931.01	-4953.40	0	40482.35	46016.99	48844.06	47838.15	42539.77	0	0	-5198.95
14	-18613.88	-18677.80	-15486.50	-9427.26	19051.38	23858.48	26224.40	25195.14	20459.06	-5079.76	-10776.16	-15685.78
15	-18956.98	-19003.98	-15806.10	-9745.92	18033.78	22862.08	25216.34	24156.34	19408.60	-5405.94	-11119.26	-16037.34
16	-8994.74	-9090.11	-5116.63	0	38343.56	43916.16	46726.47	45697.29	40437.79	0	0	-5393.68
17	-8867.73	-8946.88	-4906.59	0	19067.47	42368.94	45168.28	44107.60	38875.98	0	0	-5262.72
18	-8935.88	-9113.24	-5072.84	0	34548.97	40168.37	42963.09	41913.43	36898.46	0	0	-5276.78
19	-9006.24	-9248.30	-5375.57	0	32101.44	37700.50	40532.53	39790.79	35419.65	0	0	-5328.10
20	-13969.49	-14170.17	-10700.42	-3891.45	20101.64	25217.98	27948.74	27744.79	24232.06	0	-5240.65	-10641.63



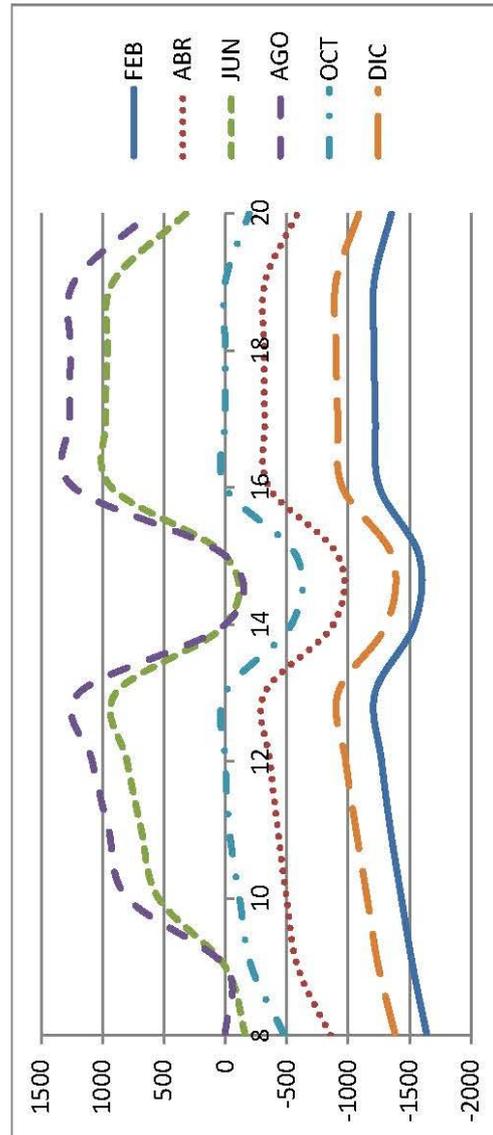
Demanda Térmica en el Local 'Sala de Calibración Eléctrica' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-2493.15	-2500.28	-2071.16	-1283.11	0	1000.08	1389.84	1362.81	0	-624.03	-1410.29	-2089.43
9	-2740.97	-2735.84	-2216.69	-1261.85	945.38	1714.22	2136.07	1685.13	1541.85	-582.89	-1498.68	-2283.60
10	-2603.79	-2596.90	-2082.32	-1132.83	1176.75	1943.60	2368.50	2318.90	1785.51	-443.77	-1361.56	-2145.86
11	-2474.79	-2475.99	-1970.47	-1029.07	1384.14	2146.27	2573.09	2534.23	2015.01	-322.29	-1232.32	-2015.47
12	-2361.66	-2373.28	-1877.72	-943.91	1560.05	2316.71	2749.00	2722.33	2216.53	-218.80	-1119.90	-1897.96
13	-2280.70	-2300.81	-1812.62	-884.97	1692.23	2444.78	2879.44	2862.59	2366.17	-145.99	-1038.68	-1812.31
14	-2031.34	-2036.04	-1686.36	-1054.68	117.66	740.94	1088.62	1062.12	660.38	-438.04	-1109.20	-1690.12
15	-2091.50	-2097.14	-1744.64	-1113.90	76.32	698.54	1048.34	1020.78	614.80	-498.20	-1169.36	-1751.22
16	-2345.37	-2366.40	-1880.24	-953.95	1670.88	2421.76	2858.09	2846.65	2352.39	-211.97	-1102.29	-1877.62
17	-2302.72	-2323.96	-1838.56	-914.10	1702.75	2450.51	2889.96	2883.68	2393.53	-169.34	-1059.58	-1832.54
18	-2291.88	-2314.74	-1831.54	-909.39	1681.16	2426.18	2867.68	2866.88	2383.26	-160.33	-1048.74	-1822.04
19	-2296.15	-2319.92	-1839.18	-920.69	1631.48	2372.71	2816.94	2824.04	2348.02	-164.17	-1053.01	-1825.57
20	-2138.61	-2151.94	-1738.52	-963.87	921.11	1600.74	1999.85	1995.35	1560.08	-277.34	-1057.34	-1733.72



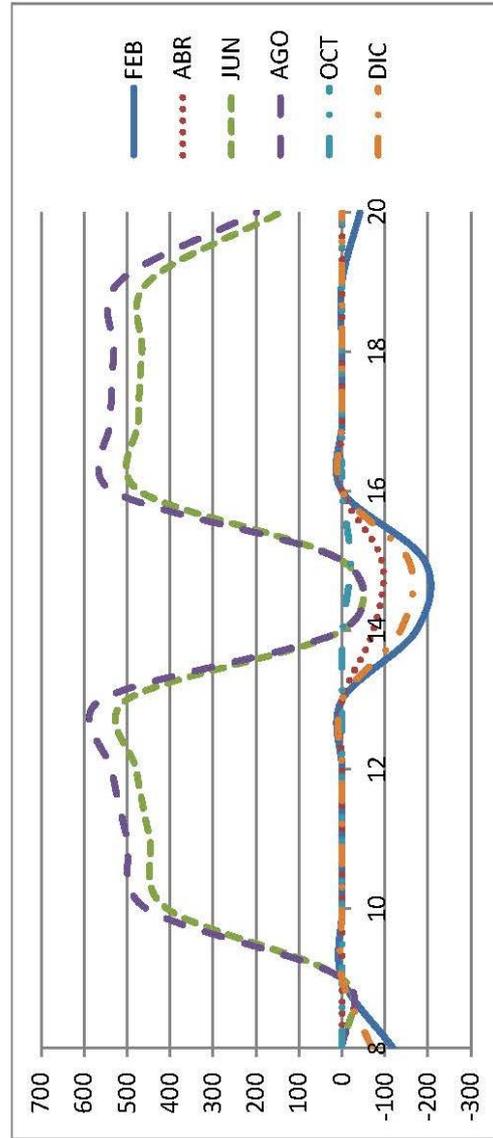
Demanda Térmica en el Local 'Vestíbulo' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-1634.95	-1641.17	-1369.28	-854.35	-514.88	-163.55	0	0	-188.28	-482.27	-968.21	-1384.05
9	-1528.75	-1526.47	-1203.05	-588.08	-46.61	0	0	0	0	-212.00	-767.92	-1246.20
10	-1435.63	-1433.42	-1106.44	-499.23	0.00	543.62	795.58	794.45	0	-116.03	-673.90	-1154.77
11	-1346.50	-1344.22	-1028.61	-427.51	253.32	683.81	940.36	950.08	677.48	-33.09	-585.57	-1063.77
12	-1265.91	-1272.02	-962.24	-363.74	373.05	799.35	1062.21	1083.45	821.27	0	-508.61	-980.14
13	-1207.76	-1218.33	-911.96	-319.40	473.96	890.49	1159.54	1190.35	945.65	0	-446.56	-917.43
14	-1530.32	-1538.78	-1307.54	-879.84	0	0	0	0	0	-538.62	-955.04	-1312.24
15	-1570.74	-1577.32	-1350.78	-918.38	0	0	0	0	0	-578.10	-995.46	-1357.36
16	-1240.81	-1254.06	-949.53	-356.55	507.62	926.83	1194.27	1234.69	983.81	0	-482.36	-952.99
17	-1202.49	-1221.10	-912.84	-320.90	551.82	970.91	1232.11	1266.40	1011.51	0	-444.94	-916.23
18	-1191.36	-1211.83	-906.71	-316.09	540.92	956.33	1228.24	1258.24	1002.25	0	-434.75	-901.93
19	-1191.01	-1211.59	-907.88	-323.53	0	914.32	1184.62	1231.26	995.36	0	-433.45	-900.22
20	-1340.21	-1352.00	-1091.39	-588.03	-46.49	319.80	568.95	614.71	403.65	-194.31	-673.30	-1088.37



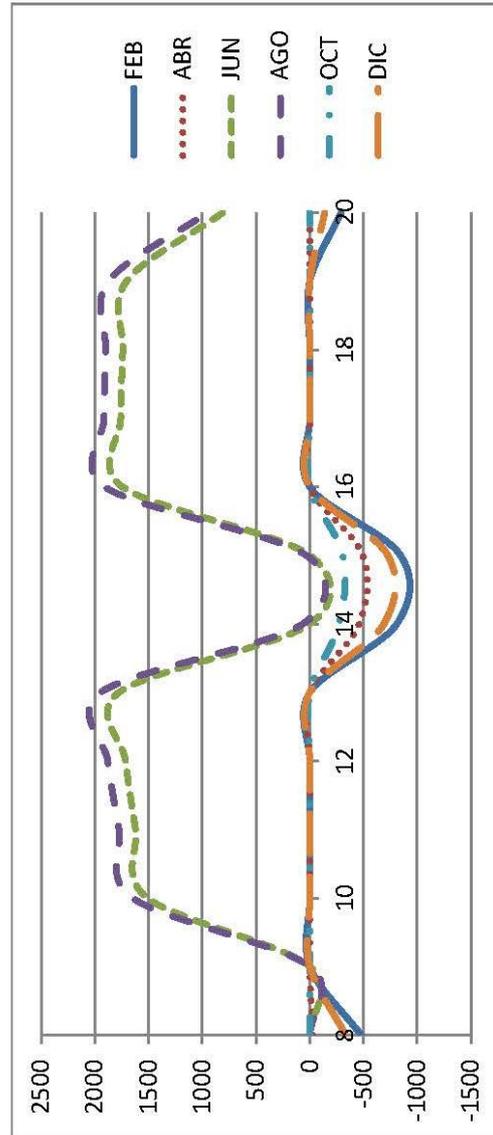
Demanda Térmica en el Local 'Sala de Dirección' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-119.12	-118.64	-64.33	0	-24.70	0	0	0	0	0	0	-69.74
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	406.70	462.68	454.50	0	0	0	0
11	0	0	0	0	346.26	446.84	504.12	499.52	429.76	0	0	0
12	0	0	0	0	379.11	478.55	536.97	535.83	470.66	0	0	0
13	0	0	0	0	401.30	500.93	559.01	560.59	499.79	0	0	0
14	-172.96	-172.96	-136.30	-73.32	0	0	0	0	0	-1.88	-73.32	-136.30
15	-191.76	-191.76	-155.10	-92.12	0	0	0	0	0	-19.74	-92.12	-155.10
16	0	0	0	0	373.33	471.33	531.04	534.20	474.35	0	0	0
17	0	0	0	0	376.40	473.97	534.11	538.13	479.14	0	0	0
18	0	0	0	0	368.17	465.17	525.74	530.91	473.07	0	0	0
19	0	0	0	0	0	450.81	511.96	518.56	461.86	0	0	0
20	-39.11	-41.71	0	0	0	143.48	194.93	198.88	150.51	0	0	0



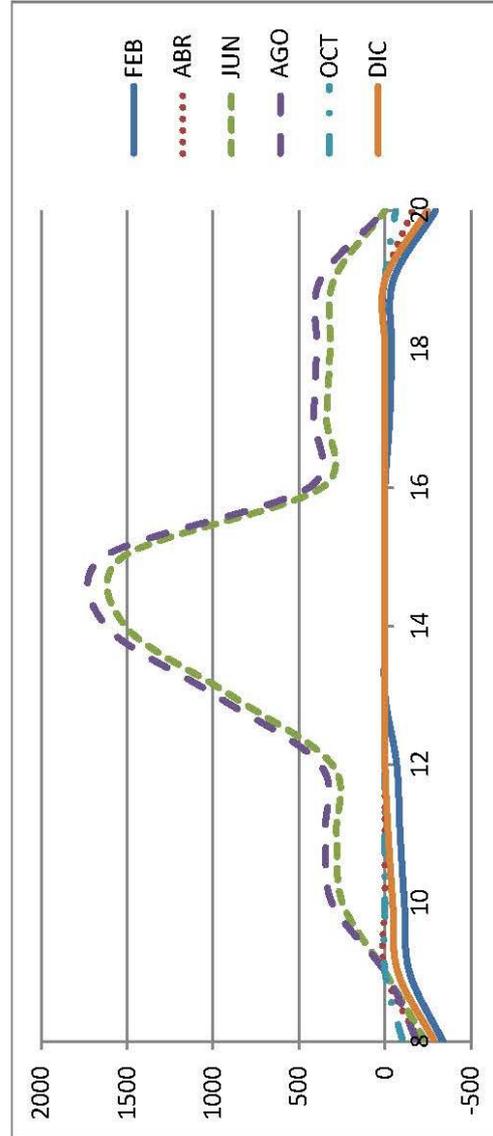
Demanda Térmica en el Local 'Oficina Técnica' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-475.90	-477.74	-320.94	-24.29	0	0	0	0	0	0	-98.31	-334.00
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	1510.92	1656.72	1649.35	0	0	0	0
11	0	0	0	0	1372.23	1620.97	1769.44	1774.78	1611.10	0	0	0
12	0	0	0	0	1467.35	1713.72	1866.68	1879.15	1719.66	0	0	0
13	0	0	0	0	1535.18	1776.58	1933.15	1948.07	1799.65	0	0	0
14	-805.58	-809.34	-687.14	-458.72	0	0	51.94	64.66	0	-272.60	-497.26	-689.02
15	-840.36	-844.12	-721.92	-491.62	0	0	19.08	32.86	0	-307.38	-531.10	-725.68
16	0	0	0	0	1494.90	1743.60	1894.99	1908.94	1748.77	0	0	0
17	0	0	0	0	1510.85	1758.66	1905.64	1913.95	1752.38	0	0	0
18	0	0	0	0	1492.30	1738.91	1893.15	1898.53	1737.21	0	0	0
19	0	0	0	0	0	1705.69	1857.93	1872.64	1715.81	0	0	0
20	-281.66	-289.85	-142.31	0	0	809.63	943.96	955.30	815.68	0	0	-138.56



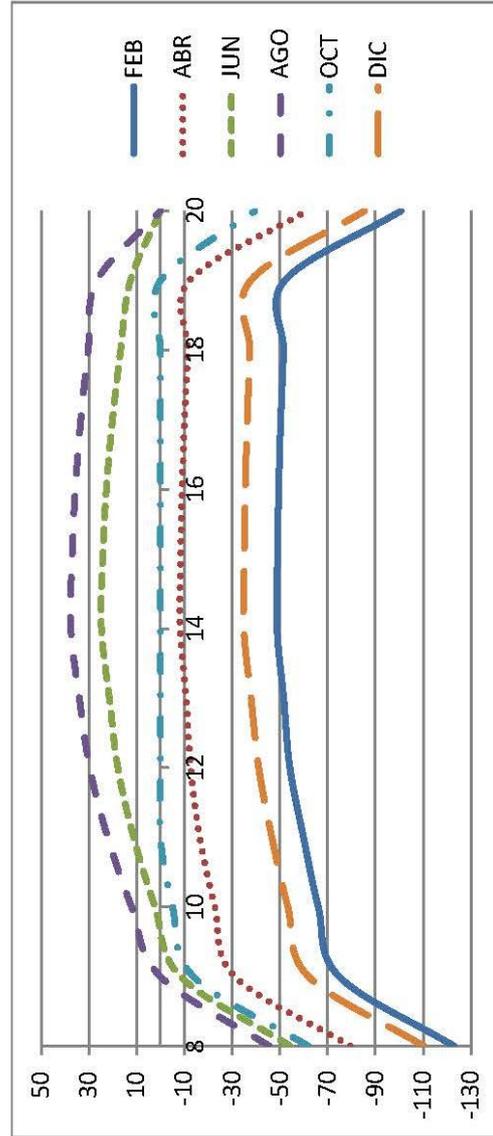
Demanda Térmica en el Local 'Sala de Descanso' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-335.58	-335.58	-286.70	-201.16	-320.54	-235.00	-186.12	-186.12	-235.00	-102.46	-201.16	-286.70
9	-144.57	-141.69	-60.44	0	0	0	0	0	0	0	0	-74.45
10	-115.24	-112.38	-30.86	0	0	247.62	315.71	308.46	0	0	0	-44.42
11	-88.87	-87.52	0	0	160.31	281.92	351.16	347.09	266.78	0	0	-18.39
12	-66.88	-67.64	0	0	187.92	308.51	379.83	378.81	301.51	0	0	0
13	0	0	0	0	751.35	897.40	984.55	987.39	895.33	0	0	0
14	0	0	0	0	1342.07	1510.33	1615.09	1621.64	1513.80	0	0	0
15	0	0	0	0	1355.27	1523.53	1628.67	1635.61	1528.16	0	0	0
16	0	0	0	0	248.34	367.66	440.12	442.92	370.33	0	0	0
17	-23.78	-27.38	0	0	220.95	339.88	412.73	416.29	344.46	0	0	0
18	-34.99	-38.89	0	0	200.72	319.15	392.38	396.96	326.15	0	0	0
19	-44.44	-48.68	0	0	0	297.48	370.16	376.01	307.28	0	0	0
20	-294.22	-294.22	-245.34	-159.80	-285.76	0	0	0	0	-61.10	-159.80	-245.34



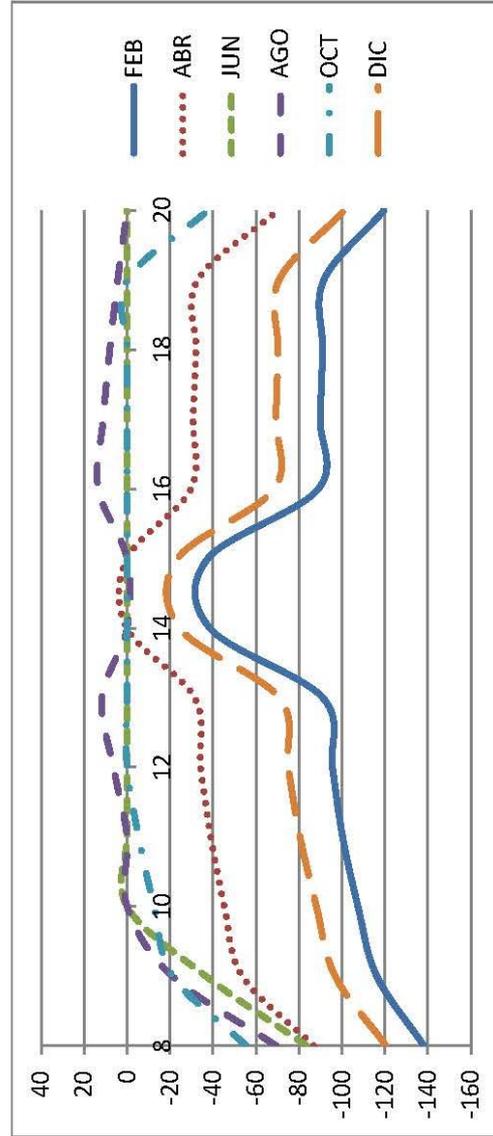
Demanda Térmica en el Local 'Baño' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-123.14	-122.94	-108.03	-79.54	-72.58	-54.34	-43.43	-45.53	-60.44	-61.92	-87.49	-110.29
9	-75.47	-74.79	-58.69	-31.09	-26.55	-8.41	0	0	-14.38	-13.81	-39.84	-62.00
10	-66.73	-66.06	-50.11	-22.75	-16.90	2.27	13.82	12.10	-2.86	-5.06	-31.10	-53.31
11	-60.18	-59.86	-44.35	-16.44	0	11.24	23.06	22.10	7.67	0	-23.59	-46.61
12	-53.99	-54.17	-40.12	-12.63	0	17.83	29.89	29.65	16.18	0	-18.33	-41.13
13	-50.97	-51.57	-37.92	-10.74	0.80	21.41	33.61	33.94	21.17	0	-15.30	-37.91
14	-48.01	-48.76	-35.27	-8.20	4.24	24.76	37.03	37.54	25.03	0	-12.34	-34.87
15	-48.17	-48.94	-35.46	-8.42	3.70	24.22	36.51	37.06	24.58	0	-12.51	-35.03
16	-48.67	-49.47	-36.04	-9.04	2.17	22.66	34.98	35.64	23.29	0	-13.00	-35.51
17	-49.48	-50.33	-36.97	-10.06	0	20.10	32.52	33.36	21.18	0	-13.81	-36.30
18	-50.57	-51.49	-38.24	-11.42	0	16.71	29.21	30.29	18.36	0	-14.90	-37.36
19	-50.98	-51.98	-38.83	-12.13	-6.71	12.59	25.22	26.60	14.90	0	-15.30	-37.73
20	-99.52	-100.61	-86.64	-61.00	-49.22	0	0	0	0	-39.50	-63.85	-85.31



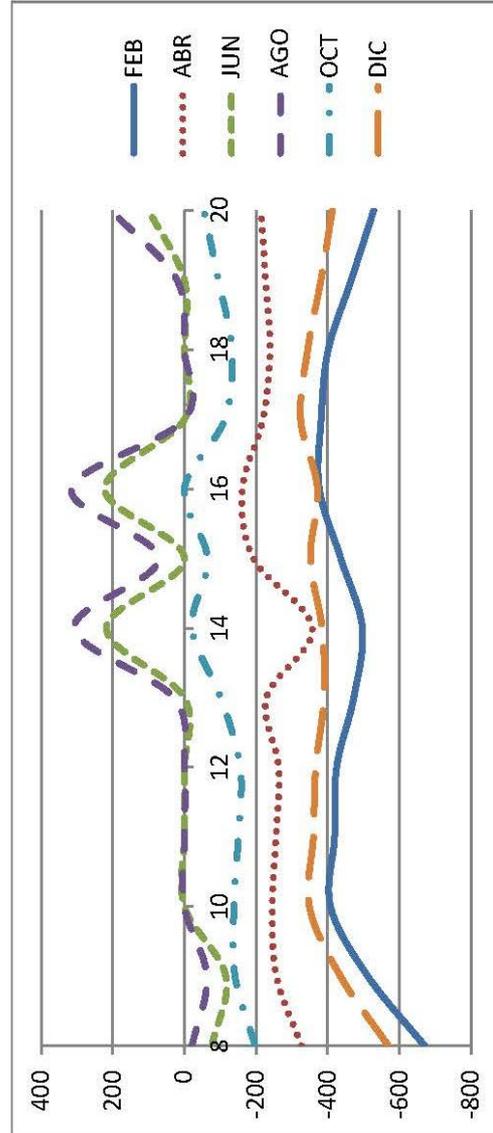
Demanda Térmica en el Local 'Baño de Minusválidos' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-138.18	-138.08	-119.34	-86.77	-112.90	-83.57	-68.24	-69.30	-86.62	-55.40	-90.74	-120.48
9	-116.83	-116.15	-93.47	-53.65	-67.91	-36.61	-19.01	-21.01	-42.58	-21.33	-62.40	-96.78
10	-108.09	-107.42	-84.89	-45.31	-58.26	0	0	0	-32.00	-12.58	-53.66	-88.09
11	-100.60	-100.28	-78.19	-39.00	0	0	0	0	0	-5.42	-46.15	-80.45
12	-95.35	-95.53	-73.96	-34.25	0	0	6.57	6.33	0	0	-39.95	-74.97
13	-90.45	-91.05	-70.82	-31.42	0	0	11.35	11.68	0	0	-35.98	-70.81
14	-38.54	-38.54	-24.44	0	0	0	0	0	0	0	0	-24.44
15	-37.60	-37.60	-23.50	0	0	0	0	0	0	0	0	-23.50
16	-88.15	-88.95	-68.94	-29.72	0	0	12.72	13.38	0	0	-33.68	-68.41
17	-88.96	-89.81	-69.87	-30.74	0	0	10.26	11.10	0	0	-34.49	-69.20
18	-90.05	-90.97	-71.14	-32.10	0	0	6.95	8.03	0	0	-35.58	-70.26
19	-90.46	-91.46	-71.73	-32.81	-46.19	0	2.96	4.34	0	0	-35.98	-70.63
20	-118.85	-119.40	-101.60	-69.98	-94.17	0	0	0	0	-37.61	-71.40	-100.93



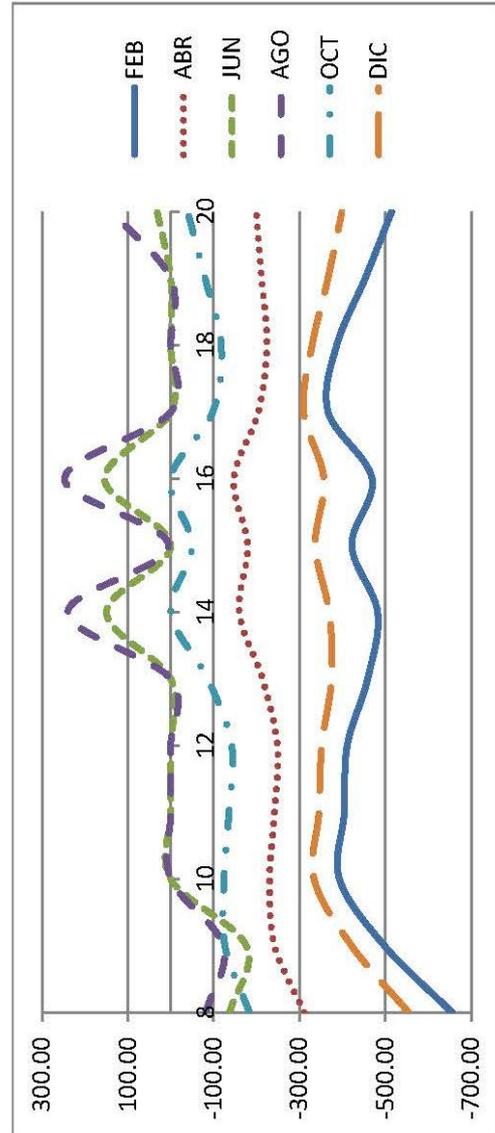
Demanda Térmica en el Local 'Vestuario 1' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-671.21	-670.48	-551.22	-326.28	-220.31	-76.79	0	-21.24	-131.68	-197.57	-399.47	-569.26
9	-513.88	-511.98	-421.65	-256.82	-234.50	-115.71	-52.36	-62.61	-146.36	-141.21	-300.06	-435.52
10	-407.02	-407.96	-348.74	-245.34	-328.06	0	0	0	-239.70	-138.18	-250.98	-348.74
11	-418.30	-419.24	-360.96	-255.68	0	0	0	0	0	-150.40	-262.26	-360.02
12	-423.94	-424.88	-367.54	-263.20	0	0	0	0	0	-156.04	-269.78	-366.60
13	-469.23	-472.66	-389.66	-228.65	0	0	32.22	29.36	0	-101.55	-255.28	-389.61
14	-488.54	-496.71	-387.45	-356.84	61.66	217.37	306.34	307.44	204.80	-21.39	-215.69	-384.08
15	-432.49	-436.64	-352.46	-192.94	0	0	74.71	72.74	0	-64.47	-218.53	-351.58
16	-476.22	-376.69	-375.11	-161.77	67.61	222.01	312.54	314.90	214.57	0	-203.37	-371.63
17	-381.64	-381.64	-323.36	-219.02	0	0	0	0	0	-112.80	-226.54	-324.30
18	-401.38	-401.38	-342.16	-238.76	0	0	0	0	0	-132.54	-245.34	-344.04
19	-461.33	-465.53	-383.65	-226.55	-165.06	0	18.89	20.44	0	-95.19	-249.22	-380.96
20	-518.27	-528.33	-422.90	-214.03	-44.73	99.38	192.12	203.85	112.39	-54.56	-245.38	-412.69



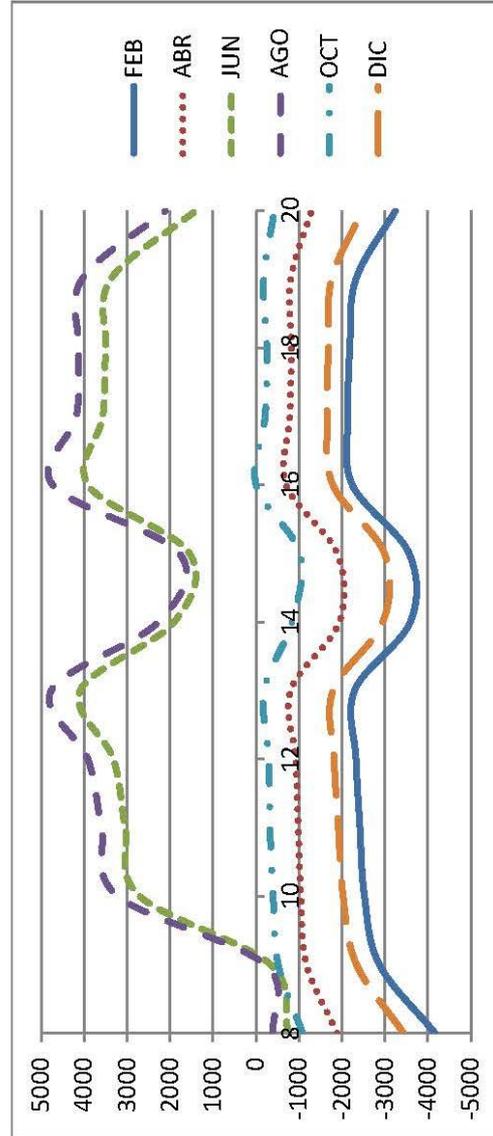
Demanda Térmica en el Local 'Vestuario 2' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-656.17	-655.44	-536.18	-311.24	-280.47	-136.95	-62.82	-81.40	-191.84	-183.47	-384.43	-554.22
9	-499.78	-497.88	-407.55	-241.78	-294.66	-175.87	-112.52	-122.77	-206.52	-126.17	-285.96	-421.42
10	-391.98	-392.92	-333.70	-230.30	-388.22	0	0	0	-299.86	-124.08	-235.94	-333.70
11	-403.26	-404.20	-345.92	-241.58	0	0	0	0	0	-135.36	-247.22	-344.98
12	-409.84	-410.78	-352.50	-248.16	0	0	0	0	0	-141.94	-254.74	-351.56
13	-455.13	-458.56	-374.62	-213.61	0	0	0	0	0	-86.51	-240.24	-374.57
14	-473.50	-481.67	-372.41	-159.44	0	149.53	238.50	239.60	136.96	0	-200.65	-369.04
15	-417.45	-421.60	-337.42	-178.84	0	0	6.87	4.90	0	-49.43	-203.49	-336.54
16	-461.18	-468.81	-360.07	-146.73	0	154.17	244.70	247.06	146.73	0	-189.27	-356.59
17	-366.60	-366.60	-308.32	-203.98	0	0	0	0	0	-97.76	-211.50	-309.26
18	-386.34	-386.34	-327.12	-223.72	0	0	0	0	0	-117.50	-230.30	-329.00
19	-447.23	-452.37	-369.55	-211.51	-225.22	0	0	0	0	-80.15	-234.18	-365.92
20	-503.23	-514.23	-408.80	-198.99	-104.89	31.54	124.28	136.01	44.55	-39.52	-231.28	-398.59



Demanda Térmica en la Zona 'Zona Comercial' añadiendo Free-Cooling (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-4154.26	-4160.07	-3356.03	-1883.62	-1546.38	-750.19	-360.61	-403.59	-893.87	-1083.09	-2229.81	-3428.74
9	-2879.30	-2868.97	-2244.85	-1171.42	-670.22	-336.61	-183.88	-206.39	-409.84	-514.52	-1456.17	-2336.36
10	-2524.69	-2520.16	-1954.74	-1042.92	-791.45	2711.13	3244.51	3218.86	-574.43	-395.93	-1245.57	-2023.03
11	-2417.70	-2415.32	-1858.02	-980.21	2132.12	3044.79	3588.13	3593.57	2992.79	-324.26	-1164.79	-1914.23
12	-2315.91	-2325.01	-1796.36	-921.98	2407.44	3317.96	3882.14	3913.21	3329.27	-297.98	-1091.42	-1814.41
13	-2273.55	-2292.16	-1784.99	-803.82	3162.58	4086.81	4713.43	4761.39	4161.59	-188.06	-993.37	-1790.32
14	-3557.45	-3586.77	-2950.56	-1936.36	1407.97	1902.00	2248.89	2270.88	1880.59	-834.49	-1954.30	-2949.99
15	-3538.58	-3557.97	-2976.65	-1882.32	1358.97	1547.75	1765.85	1783.16	1552.74	-1019.13	-2053.20	-2984.79
16	-2315.03	-2237.98	-1789.68	-703.82	2693.96	3908.24	4665.36	4731.73	3961.85	0	-921.68	-1785.12
17	-2112.96	-2136.86	-1651.37	-784.70	2660.02	3563.53	4127.37	4179.23	3608.68	-210.56	-931.28	-1655.29
18	-2154.69	-2180.90	-1685.36	-822.09	2602.11	3496.27	4075.67	4122.97	3557.03	-250.04	-960.86	-1682.60
19	-2285.43	-2321.60	-1771.65	-806.53	-443.18	3380.88	3971.72	4049.84	3495.21	-175.33	-968.14	-1755.46
20	-3195.07	-3240.36	-2498.97	-1291.84	-625.26	1403.81	2024.25	2108.75	1526.79	-426.59	-1445.01	-2469.80

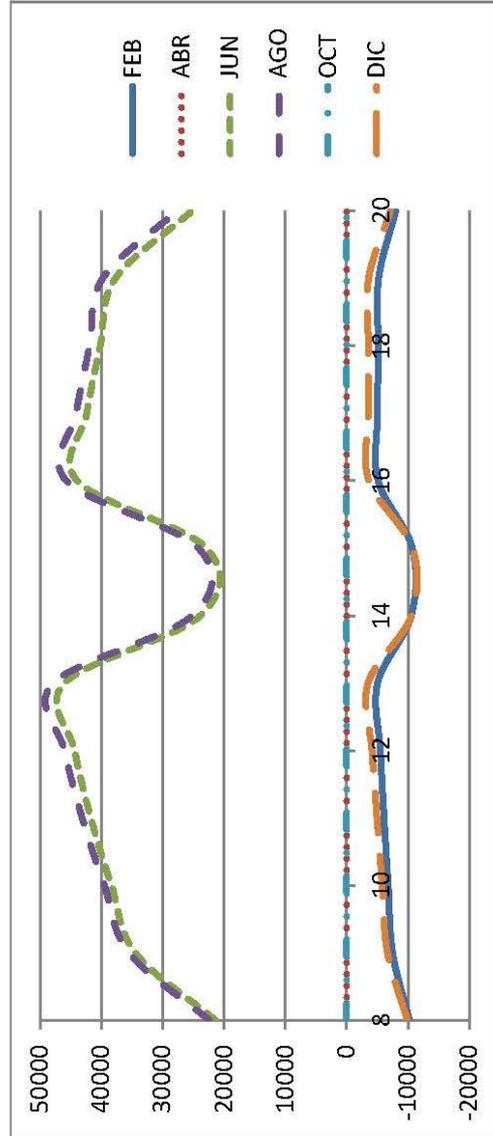


ANEXO VIII

CURVAS DE DEMANDA POR ZONA AÑADIENDO ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

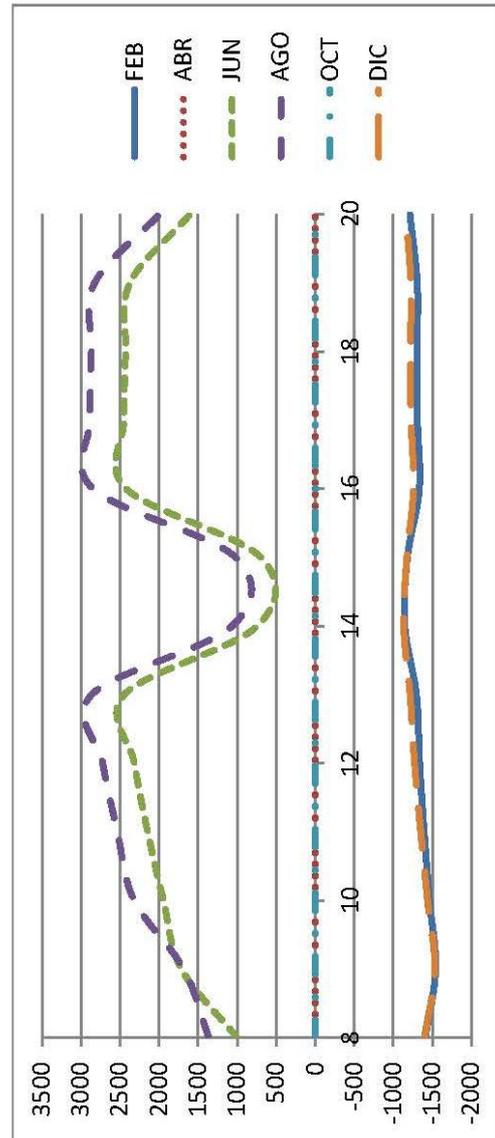
Demanda Térmica en la Zona 'Zona Industrial' Incluyendo Energía Solar Térmica (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-12483.75	-10242.33	-3956.60	0	0	21353.64	23762.22	22337.39	0	0	-2051.04	-9924.80
9	-9263.88	-7491.89	-2475.82	0	28624.09	34436.94	37045.26	35457.22	29717.91	0	-838.99	-6649.51
10	-8384.85	-6773.29	-2136.04	0	32589.00	38332.64	40988.97	39511.03	33778.43	0	-561.08	-5807.92
11	-7514.19	-6099.46	-1832.17	0	36042.06	41699.32	44424.49	43114.79	37512.00	0	-285.06	-4942.47
12	-6706.95	-5498.69	-1565.99	0	38752.86	44338.69	47125.75	45986.89	40555.36	0	0	-4127.93
13	-6075.09	-5032.67	-1363.23	0	40482.35	46016.99	48844.06	47838.15	42539.77	0	0	-3484.97
14	-12833.33	-10525.03	-4262.06	0	19051.38	23858.48	26224.40	25195.14	20459.06	0	-2356.44	-10514.53
15	-13069.88	-10708.83	-4350.02	0	18033.78	22862.08	25216.34	24156.34	19408.60	0	-2431.46	-10750.19
16	-6201.42	-5122.32	-1408.15	0	38343.56	43916.16	46726.47	45697.29	40437.79	0	0	-3615.50
17	-6113.85	-5041.61	-1350.35	0	19067.47	42368.94	45168.28	44107.60	38875.98	0	0	-3527.72
18	-6160.84	-5135.35	-1396.10	0	34548.97	40168.37	42963.09	41913.43	36898.46	0	0	-3537.14
19	-6209.35	-5211.46	-1479.42	0	32101.44	37700.50	40532.53	39790.79	35419.65	0	0	-3571.54
20	-9631.26	-7984.96	-2944.87	0	20101.64	25217.98	27948.74	27744.79	24232.06	0	-1145.98	-7133.32



Demanda Térmica en la Zona 'Sala de Calibración Eléctrica' Incluyendo Energía Solar Térmica (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-1718.90	-1408.92	-570.01	0	0	1000.08	1389.84	1362.81	0	0	-308.39	-1400.59
9	-1889.76	-1541.66	-610.06	0	945.38	1714.22	2136.07	1685.13	1541.85	0	-327.72	-1530.75
10	-1795.18	-1463.36	-573.08	0	1176.75	1943.60	2368.50	2318.90	1785.51	0	-297.73	-1438.41
11	-1706.24	-1395.23	-542.30	0	1384.14	2146.27	2573.09	2534.23	2015.01	0	-269.47	-1351.02
12	-1628.25	-1337.35	-516.77	0	1560.05	2316.71	2749.00	2722.33	2216.53	0	-244.89	-1272.25
13	-1572.43	-1296.52	-498.85	0	1692.23	2444.78	2879.44	2862.59	2366.17	0	-227.13	-1214.83
14	-1400.51	-1147.32	-464.11	0	117.66	740.94	1088.62	1062.12	660.38	0	-242.55	-1132.93
15	-1441.98	-1181.75	-480.14	0	76.32	698.54	1048.34	1020.78	614.80	0	-255.71	-1173.88
16	-1617.02	-1333.48	-517.46	0	1670.88	2421.76	2858.09	2846.65	2352.39	0	-241.04	-1258.61
17	-1587.61	-1309.56	-505.99	0	1702.75	2450.51	2889.96	2883.68	2393.53	0	-231.70	-1228.39
18	-1580.14	-1304.37	-504.06	0	1681.16	2426.18	2867.68	2866.88	2383.26	0	-229.33	-1221.35
19	-1583.08	-1307.28	-506.16	0	1631.48	2372.71	2816.94	2824.04	2348.02	0	-230.26	-1223.72
20	-1474.46	-1212.63	-478.46	0	921.11	1600.74	1999.85	1995.35	1560.08	0	-231.21	-1162.15



Demanda Térmica en la Zona 'Zona Comercial' Incluyendo Energía Solar Térmica (W)

Hora/Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
8	-2864.15	-2344.22	-923.62	0	-871.40	-206.46	0	0	0	0	-487.59	-2298.36
9	-1985.13	-1616.68	-617.81	0	-377.67	-92.64	0	0	0	0	-318.42	-1566.11
10	-1740.65	-1420.12	-537.97	0	-445.98	2711.13	3244.51	3218.86	0	0	-272.37	-1356.08
11	-1666.88	-1361.05	-511.35	0	2132.12	3044.79	3588.13	3593.57	2992.79	0	-254.71	-1283.15
12	-1596.70	-1310.16	-494.38	0	2407.44	3317.96	3882.14	3913.21	3329.27	0	-238.66	-1216.24
13	-1567.50	-1291.65	-491.25	0	3162.58	4086.81	4713.43	4761.39	4161.59	0	-217.22	-1200.09
14	-2452.68	-2021.16	-812.03	0	1407.97	1902.00	2248.89	2270.88	1880.59	0	-427.35	-1977.44
15	-2439.67	-2004.93	-819.21	0	1358.97	1547.75	1765.85	1783.16	1552.74	0	-448.98	-2000.77
16	-1596.09	-1261.11	-492.54	0	2693.96	3908.24	4665.36	4731.73	3961.85	0	-201.54	-1196.61
17	-1456.78	-1204.13	-454.47	0	2660.02	3563.53	4127.37	4179.23	3608.68	0	-203.64	-1109.58
18	-1485.55	-1228.95	-463.83	0	2602.11	3496.27	4075.67	4122.97	3557.03	0	-210.11	-1127.88
19	-1575.69	-1308.24	-487.58	0	-249.74	3380.88	3971.72	4049.84	3495.21	0	-211.71	-1176.73
20	-2202.84	-1825.96	-687.75	0	-352.34	1403.81	2024.25	2108.75	1526.79	0	-315.98	-1655.56

