



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Máster en Energía: Generación, Gestión y Uso Eficiente

**Edificios energéticamente sostenibles. Evaluación
de propuestas de mejora en edificios universitarios
existentes**

Autor:

Fernández Cheliz, Diego

Tutores:

Tejero González, Ana
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica

Esquivias Fernández, Paula
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica

Valladolid, julio 2021

Agradecimientos

Este proyecto se ha realizado al amparo del proyecto titulado “La Universidad de Valladolid hacia un sistema energético sostenible: alta calidad ambiental interior, competitivo y descarbonizado” con referencia: SESACODE.

Me gustaría agradecer a todos los integrantes del Grupo de Termotecnia de la Universidad de Valladolid, todo el apoyo y la acogida durante los meses durante los que se desarrolló el proyecto. Me gustaría agradecer a mis tutoras, Ana Tejero González y Paula Matilde Esquivias Fernández, sus consejos, su ayuda y su paciencia en la realización de este trabajo. También, me gustaría dar las gracias a Eloy Velasco Gómez, por todo lo que sigo aprendiendo de él y por ser ese tipo de personas que consiguen hacerte disfrutar más de todo lo que haces.

Finalmente me gustaría agradecer, sobre todo, a Mario y a mis padres, pero también a mi familia y amigos, su compañía, su empatía y todo el cariño que me brindan. Sin duda, eso es lo más importante.

Gracias

Resumen

En el contexto europeo actual, establecer un sistema energético sostenible, competitivo, seguro y descarbonizado se considera un objetivo primordial. El sector edificios tiene un papel muy relevante en este objetivo, ya que supone el 36 % de las emisiones de gases de efecto invernadero y el 40 % del consumo de energía final. Además, cabe destacar que alrededor del 70 % de los edificios que serán ocupados en 2050 ya están construidos. Por tanto, la remodelación y la intervención de edificios ya existentes es una necesidad.

En este contexto, se requieren modelos 3D de edificios que representen el comportamiento real del edificio. Estos modelos permiten ensayar una gran cantidad de casos para poder estudiar la viabilidad de las posibles soluciones desde un punto de vista energético, económico y medioambiental.

Este trabajo se centra en el ámbito de edificios universitarios existentes. Se desarrolla un modelo 3D en *Design Builder*, se proponen mejoras y posteriormente se analiza su impacto.

Palabras clave

Eficiencia energética, *Design Builder*, modelado dinámico, sostenibilidad, edificios universitarios.

Índice

Resumen	v
Índice	vii
I. Introducción.....	13
I.1. Sostenibilidad en edificios.....	3
I.2. Problemática medioambiental	5
I.3. Seguridad energética.....	10
I.3.1. Usos de fuentes de energía y procedencia.....	11
I.3.2. Pobreza energética.....	15
I.4. Competitividad económica.....	17
II. Objetivos.....	19
II.1. Objetivos generales.....	21
II.2. Objetivos específicos.....	21
III. Estado del Arte	23
III.1. La demanda energética en edificios nZEB	25
III.1.1. Demanda energética.....	25
III.1.2. Condiciones interiores	29
III.1.3. Condiciones climáticas	33
III.1.4. Influencia de la geometría y orientación del edificio.....	34
III.1.4.1. Compacidad	34
III.1.4.2. Orientación y radiación solar recibida	36
III.1.4.3. Orientación y planta.....	37
III.1.5. Geometría solar: proyección de sombras.....	37
III.1.5.1. Coeficiente de sombreado.....	37
III.1.5.2. Efectividad de los dispositivos de sombreado	38
III.1.5.3. Beneficios energéticos asociados al sombreado en climas cálidos.....	39

III.1.5.3.1. Elementos tipo cortinas y voladizos	39
III.1.5.3.2. Auto-sombreado	41
III.1.5.4. Beneficios energéticos asociados al sombreado en climas fríos	42
III.1.5.4.1. Sombreamiento derivado de edificios colindantes	43
III.1.6. Mecanismos de transmisión de calor	45
III.1.6.1. Conducción	45
III.1.6.2. Convección	57
III.1.6.3. Radiación	61
III.1.7. Cargas térmicas.....	68
III.1.8. Flujo de calor a través de los elementos constructivos.....	69
III.1.8.1. Elementos opacos	70
III.1.8.2. Huecos o elementos semitransparentes	73
III.1.8.3. Puentes térmicos	76
III.1.8.4. Coeficiente global de transmisión de calor.....	76
III.1.9. Consideraciones sobre la envolvente.....	77
III.1.9.1. Optimización del coeficiente global de transmisión de calor.....	77
III.1.9.2. Aislamiento en edificios y análisis económico.....	78
III.1.9.3. Estudio medioambiental de la envolvente del edificio.....	82
III.1.10. Consideraciones sobre acristalamientos	83
III.1.10.1. Confort térmico e iluminación interior	83
III.1.10.2. Tipos de acristalamientos	83
III.1.10.3. Acristalamientos con recubrimiento	84
III.1.10.4. Acristalamiento de ángulo selectivo.....	84
III.1.10.5. Acristalamiento de espectro selectivo	84
III.1.10.6. Soluciones constructivas.....	85
III.1.10.6.1. Sistemas que permiten la rotación del acristalamiento.....	85
III.1.10.6.2. Sistemas de doble acristalamiento.....	85

III.1.10.6.3.	Sistemas avanzados de iluminación natural.....	85
III.1.11.	Infiltraciones y ventilación	86
III.1.12.	Solicitaciones interiores	87
III.1.12.1.	Ocupación	87
III.1.12.2.	Equipos eléctricos	88
III.1.12.3.	Iluminación	89
III.2.	Balance térmico	90
III.2.1.1.	Método BIN	92
III.2.1.2.	Método grados día	94
III.3.	Tecnologías HVAC	98
III.3.1.	Calderas convencionales.....	98
III.3.1.1.	Quemadores	98
III.3.1.2.	Clasificación de quemadores	100
III.3.1.2.1.	Según el aporte de aire de combustión	100
III.3.1.2.2.	Por escalones de potencia	101
III.3.1.3.	Clasificación de calderas	102
III.3.1.4.	Otros criterios de clasificación de calderas.....	102
III.3.1.4.1.	Caldera estándar.....	103
III.3.1.4.2.	Caldera de baja temperatura	103
III.3.1.4.3.	Caldera de condensación	103
III.3.1.5.	Análisis de los tipos de calderas	104
III.3.1.6.	Rendimiento de una caldera.....	105
III.3.1.7.	Rendimiento estacional.....	109
III.3.2.	Calderas de condensación	110
III.3.3.	Bomba de calor	111
III.3.4.	Redes de distrito.....	114
III.3.5.	Enfriamiento gratuito o free cooling.....	116

III.3.5.1.	Enfriamiento gratuito por control de entalpía puro	117
III.3.5.2.	Enfriamiento gratuito por control de temperatura seca	118
III.3.6.	Recuperadores de calor	121
III.3.6.1.	Recuperador de placas	123
III.3.6.2.	Recuperador rotativo	124
III.3.6.3.	Recuperador del tipo de dos baterías con bomba	125
III.3.6.4.	De recuperación activa o de bomba de calor	126
III.3.6.5.	Recuperación por termosifón y tubos de calor (heat pipes)	126
III.4.	Integración de energías renovables en edificios	128
III.4.1.	Instalaciones de energía solar térmica de baja temperatura	129
III.4.1.1.	Cubierta transparente	131
III.4.1.2.	Absorbedor	131
III.4.1.3.	Aislamiento térmico	132
III.4.1.4.	Carcasa.....	132
III.4.2.	Instalaciones de energía solar fotovoltaica	134
III.4.3.	Biomasa	140
III.4.4.	Bomba de calor geotérmica	141
III.5.	Indicadores de eficiencia energética	142
IV.	Materiales y Métodos	145
IV.1.	Descripción del edificio	147
IV.1.1.	Generalidades	147
IV.1.2.	Descripción geométrica	150
IV.1.3.	Información constructiva.....	151
IV.1.4.	Instalaciones HVAC	151
IV.2.	Consumos de referencia	156
IV.2.1.	Consumos eléctricos	157
IV.2.2.	Consumos térmicos.....	164

IV.3.	Comportamiento de la envolvente. Medidas experimentales.....	166
IV.3.1.	Termoflujometría. Equipo y sondas.....	167
IV.3.2.	Medidas experimentales	167
IV.3.2.1.	Equipos y montaje	167
IV.3.2.2.	Medias experimentales	169
IV.3.2.3.	Resultados de las medidas experimentales.....	170
IV.3.2.4.	Limitaciones de las medidas experimentales.....	174
IV.3.3.	Otras fuentes. Comparativa.....	175
IV.4.	Cerramientos del modelo.....	176
IV.5.	El modelo 3D en Design Builder.....	179
IV.6.	El proceso de validación.....	187
IV.6.1.	Información requerida e información disponible.....	188
IV.6.2.	El proceso de validación. Particularidades	189
IV.6.3.	Consumo térmico de referencia	191
IV.6.4.	Modelo de la caldera de gasóleo	194
IV.6.5.	Cálculo del rendimiento de generación del <i>district heating</i>	198
IV.6.6.	El proceso de iteración.....	203
V.	Resultados y Discusión.....	205
V.1.	Planteamiento de estudios paramétricos.....	207
V.2.	Caso P0. Gasóleo. Validación	208
V.2.1.	Consideraciones iniciales	208
V.2.2.	Resultados.....	209
V.3.	Caso P0. Biomasa.....	228
V.3.1.	Consideraciones iniciales	228
V.3.2.	Resultados.....	228
V.4.	Caso P1	229
V.4.1.	Consideraciones iniciales	229

V.4.2. Resultados	231
V.5. Caso P2.....	233
V.5.1. Consideraciones iniciales	233
V.5.2. Resultados	239
V.6. Casos P3 y P4.....	241
V.6.1. Consideraciones iniciales	241
V.6.2. Resultados	241
V.7. Caso P5 y P6	242
V.7.1. Consideraciones iniciales	242
V.7.2. Resultados	249
V.8. Casos P7 y P8.....	249
V.8.1. Consideraciones iniciales	249
V.8.2. Resultados	250
VI. Conclusiones	253
VII. Líneas de Futuro.....	259
Bibliografía.....	265

I. Introducción

I.1. Sostenibilidad en edificios

La Unión Europea (UE) está comprometida a establecer un sistema energético sostenible, competitivo, seguro y descarbonizado, en el cuál, los edificios tienen un papel muy relevante de acuerdo con las políticas de eficiencia energética adoptadas por la UE [1]. Los edificios (tanto residenciales como edificios del sector terciario) es uno de los sectores que más recursos consumen en Europa. Concretamente, los edificios representan alrededor del 36 % de las emisiones de gases de efecto invernadero y el 40 % del consumo de energía final. Sin considerar otros aspectos como el uso de materiales, el gasto de otros recursos vitales como el agua y la generación de residuos [1], [2], [3], [4], [5].

El consumo de energía final de los edificios se dedica fundamentalmente a calefacción y refrigeración [6]. Los requisitos de eficiencia energética en edificios han ido avanzando progresivamente hacia los denominados edificios de consumo casi nulo (consumo energético) o de sus siglas en inglés nZEB (nearly zero – energy buildings) según las Directivas Europeas. Estos requisitos afectan tanto a edificios nuevos como edificios existentes para poder conseguir en 2050 un sector de edificios descarbonizado[7]. Por tanto, los edificios existentes también deben avanzar hacia el concepto nZEB [8].

Actualmente, dos tercios de los edificios de la UE se construyeron cuando los requisitos energéticos eran exiguos o, en su defecto, inexistentes. Si además se tiene en cuenta que alrededor del 70 % de los edificios que serán ocupados en el año 2050 ya están construidos, estudiar la remodelación y la intervención de edificios ya existentes resulta imperativo. Concretamente, el 97 % de los edificios construidos antes del año 2010 requieren una remodelación parcial o total para cumplir los objetivos fijados para 2050 [9]. Además, es necesario señalar que 50 millones de europeos viven en condiciones de pobreza energética, cifra que puede ser reducida con viviendas más eficientes desde un punto de vista energético [9], [10], [11].

Considerando que los ciudadanos europeos pasan el 90 % de su tiempo en espacios interiores, la calidad del ambiente interior (la calidad del aire interior, el confort térmico, el confort lumínico y el confort acústico) juegan un papel fundamental en la salud humana y en la productividad. Estos aspectos han sido especialmente destacados durante la pandemia del COVID-19 [12], [13].

Nótese que en el título de este trabajo aparece la palabra *sostenibilidad*. Según la Real Academia Española (RAE), sostenible significa:

“Especialmente en ecología y economía, que se puede mantener durante largo tiempo sin agotar los recursos o causar grave daño al medio ambiente”.

Se puede concluir que sostenibilidad no es un concepto de índole íntegramente ambiental, sino que implica necesariamente otros aspectos. En la figura I.1 se propone el concepto de sostenibilidad como la intersección entre tres escenarios: seguridad energética, sostenibilidad ambiental y competitividad económica. Es decir, un sistema sostenible debe serlo desde un punto de vista ambiental, desde un punto de vista económico y debe ser seguro en el sentido de que debe llegar a toda la población (seguridad y garantía de suministro). A continuación, se desarrollan cada uno de estos aspectos más detalladamente.

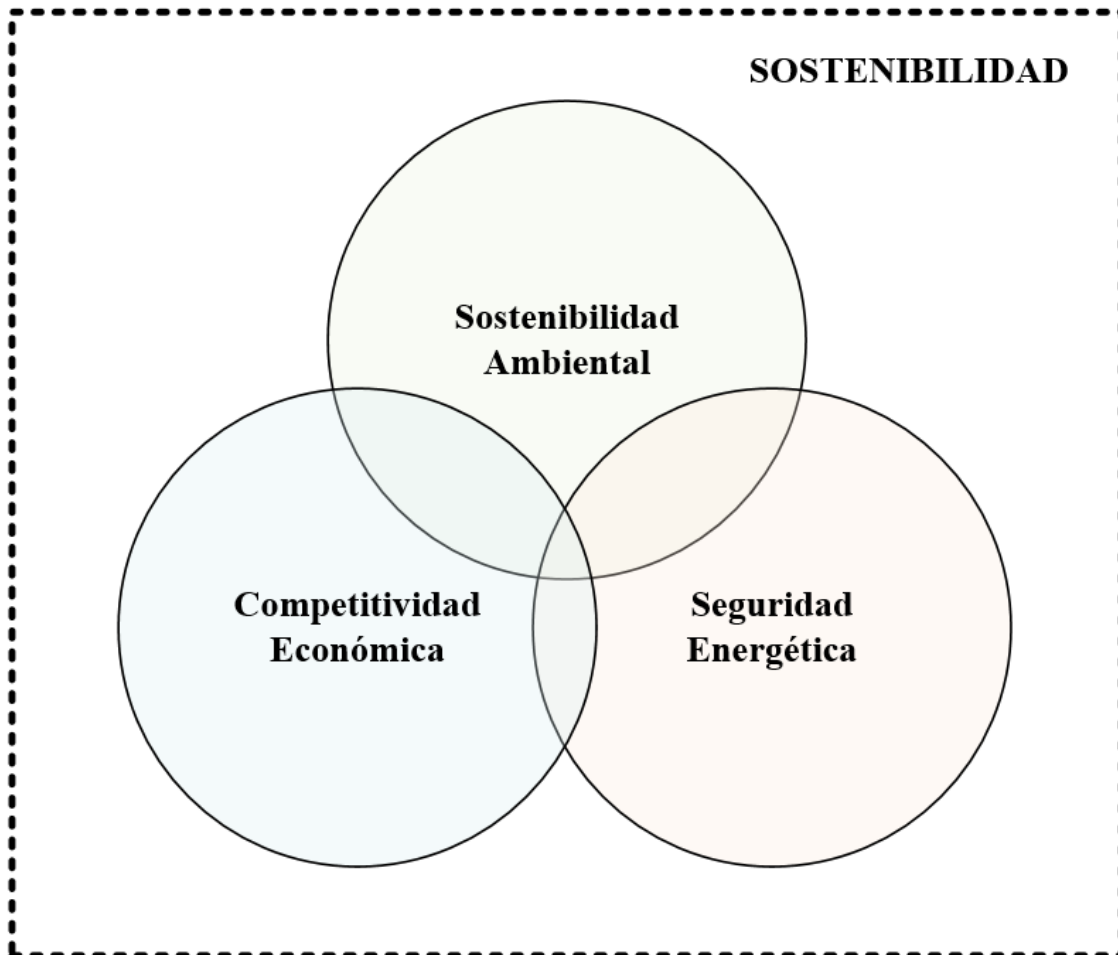


Figura I. 1. Sostenibilidad en edificios

I.2. Problemática medioambiental

El aumento de la temperatura media del planeta resulta una evidencia desde mediados del siglo XX, este hecho constatado se denomina calentamiento global. La principal causa del calentamiento global se atribuye a los gases de efecto invernadero que se están emitiendo a la atmósfera. Los gases de efecto invernadero son necesarios para la vida en el planeta, manteniendo la temperatura en unos rangos determinados. Sin embargo, el gran aumento de concentración de estos gases en la atmósfera está provocando que se almacene más calor en el planeta, produciendo como resultado el calentamiento global, figura I.2.

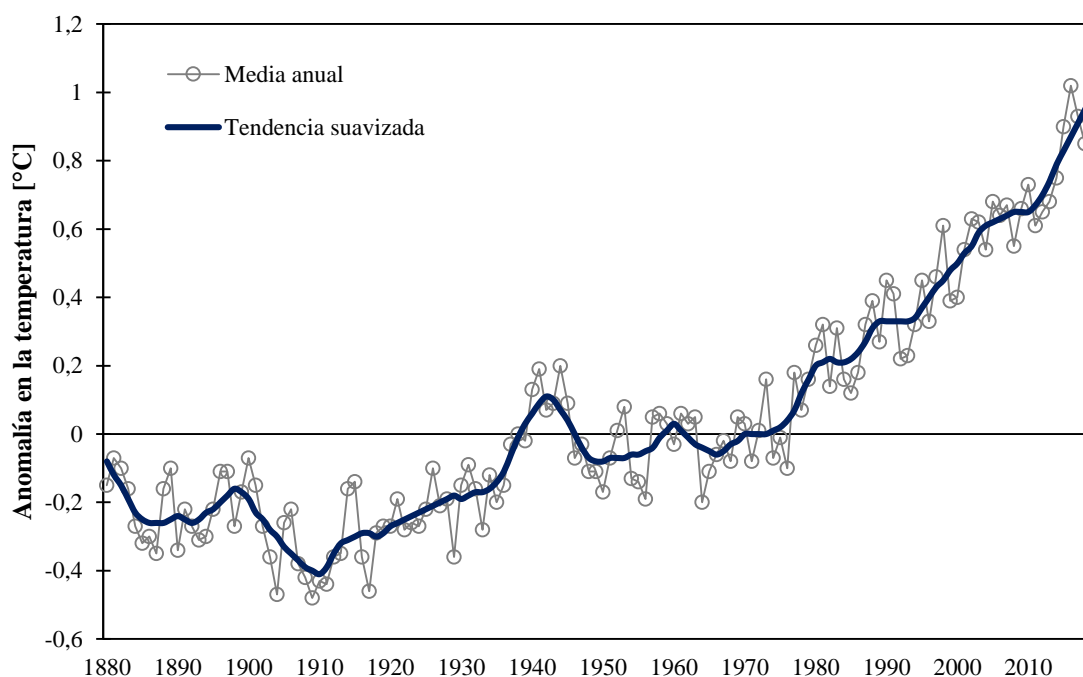


Figura I. 2. Evolución de temperatura en el planeta desde 1880

Los gases de efecto invernadero alteran el clima de La Tierra absorbiendo energía en las capas bajas de la atmósfera y emitiéndola de nuevo. Aunque las emisiones antropogénicas de CO_2 es la contribución más relevante al calentamiento inducido por los gases de efecto invernadero. Otros muchos gases, como el metano (CH_4), el óxido de nitrógeno (N_2O), sustancias que degradan el ozono (de sus siglas en inglés ODSs, ozone-depleting substances), hidrocarburos que contienen átomos de flúor (HFCs), hexafluoruro de azufre (SF_6) y compuestos perfluorocarbonados (PFCs) también están afectando al cambio climático décadas (o incluso milenios) después de haber sido emitidos [14], [15], [16].

La importancia de las consecuencias de los gases de efecto invernadero depende esencialmente de tres factores que son: el tiempo que pueden permanecer en la atmósfera, la concentración de dicho gas en la atmósfera y el impacto del gas, es decir, la energía que puede absorber una molécula del gas en cuestión y que emitirá nuevamente contribuyendo al calentamiento global [17]. Concretamente, el metano y el óxido de nitrógeno absorben más energía por molécula que el dióxido de carbono, aunque el dióxido de carbono permanece mucho más tiempo en la atmósfera y se encuentra en mayor concentración. Se considera que el dióxido de carbono es responsable de dos tercios del incremento de energía (calor retenido o calor acumulado) [18]. Una evidencia de que el dióxido de carbono es el responsable del incremento de temperatura del planeta es la correspondencia entre ambas tendencias: el incremento de emisiones de dióxido de carbono y el incremento de temperatura media del planeta, figura I.3.

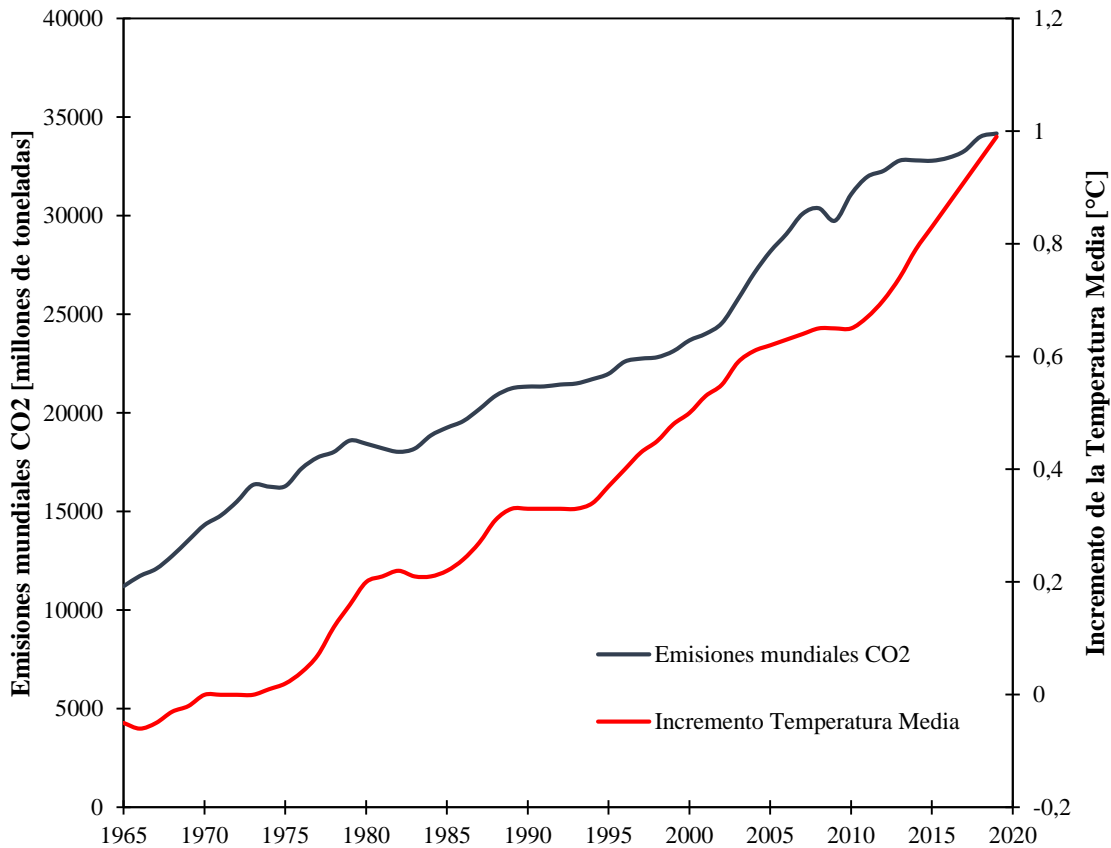


Figura I. 3. Relación entre el aumento de las emisiones de dióxido de carbono y el aumento de la temperatura media del planeta

Además, tal y como se muestra en la figura I.4, el espectro de absorción del dióxido de carbono se corresponde con la radiación térmica ascendente que no es transmitida. Esto

significa que las emisiones de dióxido de carbono es el problema más importante que debe resolverse en lo que a gases de efecto invernadero se refiere [18].

A continuación, se realiza un análisis más exhaustivo acompañado de la figura I.4, donde se pueden extraer varias conclusiones adicionales. En primer lugar, se distinguen dos espectros de radiación diferentes, el espectro de la radiación que llega a la atmósfera desde el sol (espectro coloreado en rojo) y el espectro de la radiación que retornará al espacio (espectro de color azul). En el espectro de color rojo se tiene una línea continua de color rojo dibujada. Esa línea se corresponde con la radiación que proviene del sol y se estudia como la radiación que emite un cuerpo negro a una temperatura de 5525 K. De toda la radiación asociada al espectro rojo, entre el 70 % y el 75 % se transmite desde las capas más externas de la atmósfera e incidirá sobre la superficie del planeta. La energía que incidirá sobre la superficie del planeta es el espectro rojo real inscrito en el espectro rojo que viene caracterizado por la emisión de un cuerpo negro (línea continua roja). Esta energía incidirá tanto en continentes como en océanos aumentando su temperatura. Estas superficies (los continentes y los océanos), emiten energía en forma de radiación térmica, después de haberse calentado, a otras longitudes de onda diferentes respecto de la radiación electromagnética incidente procedente del sol. Este cambio de longitud de onda entre la radiación que llega a La Tierra procedente del sol y la radiación que emite La Tierra (tantos continentes como océanos) es la causa de que se produzca el efecto invernadero.

La radiación que emite La Tierra se caracteriza por el espectro azul. Se tienen tres espectros, uno violeta, uno azul claro y otro azul oscuro, en función de la temperatura a la que se considere que emite la superficie en cuestión. Es decir, la superficie de los océanos está más fría que la superficie de La Tierra y por tanto tienen espectros de emisión de radiación térmica ligeramente diferentes. Las diferencias son mínimas y para este ejercicio se puede considerar que el espectro de emisión es la suma de los espectros englobados por las temperaturas comprendidas entre 210 K y 310 K. De toda la energía emitida, únicamente entre el 15 % y el 30 % de la misma abandonará el planeta. La energía que abandona el planeta se muestra en el espectro azul inscrito en los espectros violeta, azul claro y azul oscuro.

Gran parte de la energía emitida no abandona el planeta ya que existen gases en la atmósfera que tienen espectros de absorción justamente en esas longitudes de onda. Por ejemplo, el espectro de absorción del dióxido de carbono se encuentra comprendido en un rango de

longitudes de onda de entre 10 y 20 μm . La energía que se emite desde La Tierra hasta el espacio tiene un espectro en un rango de longitudes de onda entre 4 y 70 μm . Se puede ver cómo el espectro de absorción del dióxido de carbono se encuentra incluido en este rango. Esta es la explicación del efecto invernadero, existen unos gases denominados gases de efecto invernadero que absorben energía a unas longitudes de onda determinadas que coinciden, en parte, con las longitudes de onda de la radiación térmica que abandona el planeta, por ello parte de esa energía se absorbe y se acumula. Se puede concluir que toda la radiación térmica emitida para longitudes de onda superiores a 15 μm será acumulada. Justamente en esa zona empieza a absorber energía el dióxido de carbono.

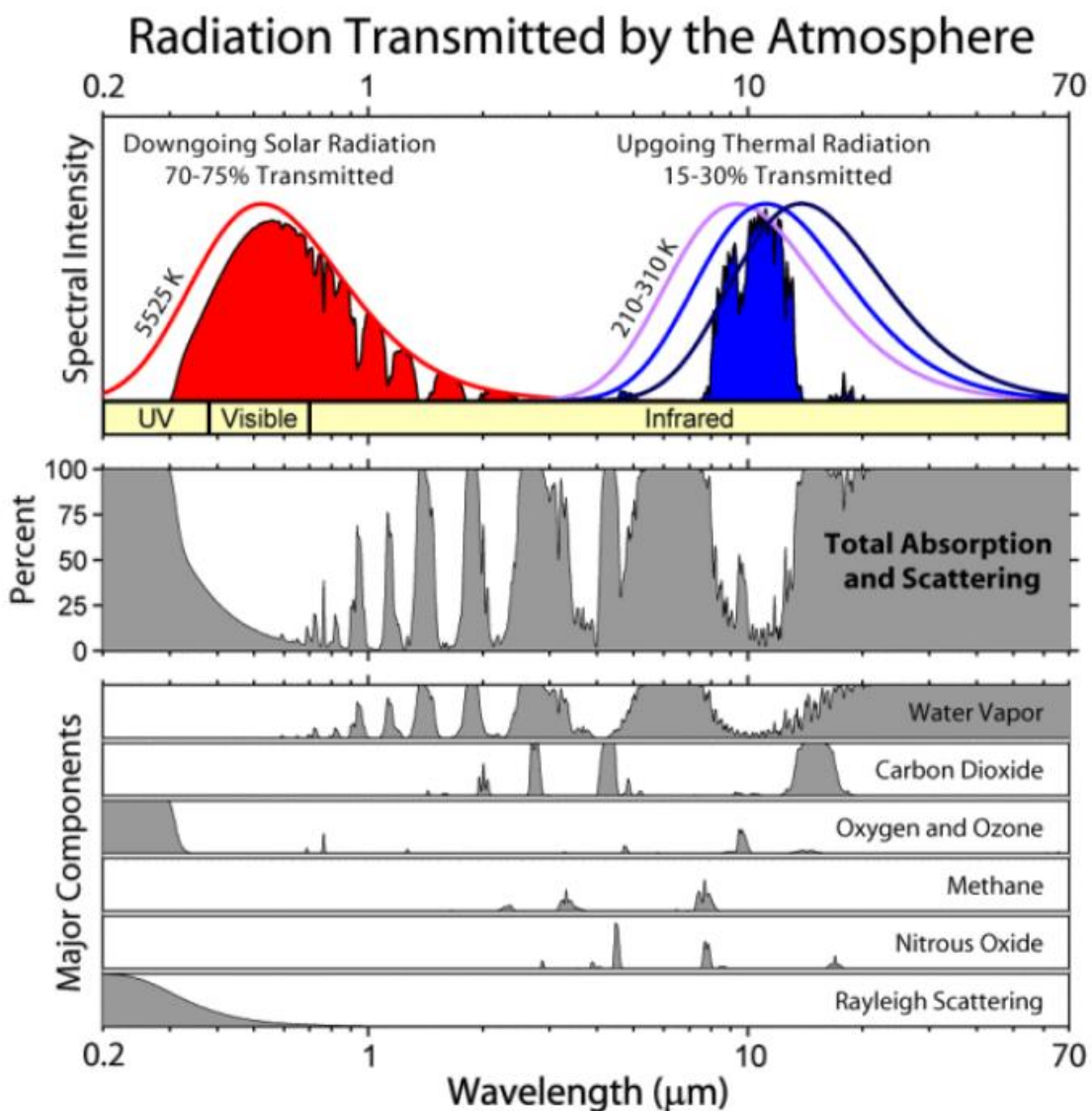


Figura I. 4. Espectros de absorción de radiación de algunos gases atmosféricos

El dióxido de carbono es una molécula incolora e inodora que se encuentra en estado gaseoso en condiciones ambientales. Además, el dióxido de carbono es una molécula apolar y permanece en la atmósfera porque es una molécula químicamente muy estable, es decir, no reacciona con otras sustancias presentes en la atmósfera [19].

El dióxido de carbono es generado por todos los organismos aeróbicos para producir energía mediante la respiración y, además, es un componente necesario para el crecimiento de las plantas. Por ello, la naturaleza es capaz de regular la concentración atmosférica de dióxido de carbono. Sin embargo, desde la revolución industrial se ha generado un incremento de emisiones que la naturaleza no puede mitigar [20]. Actualmente, la mayoría de las emisiones proceden de la combustión de combustibles fósiles para liberar energía que normalmente se transforma en calor o electricidad. El resultado de este escenario es que la concentración de dióxido de carbono ha aumentado desde valores de 277 ppm, antes de la revolución industrial, hasta más de 400 ppm actualmente, figura I.5. Siguiendo la tendencia de este incremento se esperan concentraciones de 500 ppm para finales de este siglo.

El incremento de la concentración de CO₂ atmosférico ha generado una amplia cantidad de efectos negativos desde un punto de vista medioambiental, además del propio calentamiento global. Uno de estos efectos consiste en que una gran cantidad de CO₂ se haya solubilizado en los mares y océanos afectando a su pH [21]. Este cambio de la acidez y el incremento de la temperatura está afectando a la fauna marina. También la fauna y la flora terrestre se han visto afectadas por estos fenómenos ya que estos se consideran como las principales causas de extinción de especies en el último siglo. El cambio climático se está produciendo a un ritmo tan acelerado que la especies no tienen tiempo suficiente para adaptarse y finalmente mueren [22].

El acuerdo del COP21 de París es un hito en la lucha en contra del cambio climático [23]. Este acuerdo lleva asociado una serie de medidas a tomar entre las que se incluyen límites en el uso de los combustibles fósiles y favorecer el desarrollo de energías renovables.

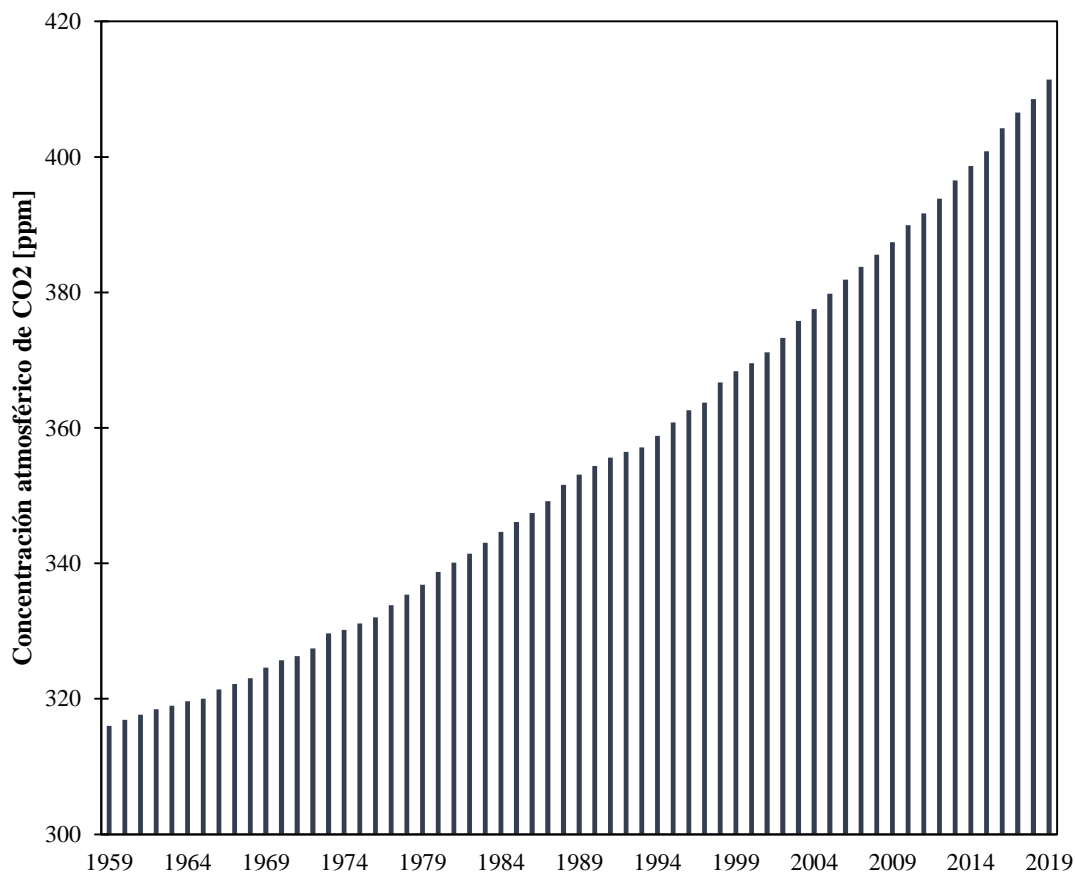


Figura I. 5. Evolución de la concentración de dióxido de carbono en la atmósfera

I.3. Seguridad energética

Según el Departamento de Seguridad Nacional la seguridad energética se define como:

“La seguridad energética nacional se concibe como la acción del Estado orientada a garantizar el suministro de energía de manera sostenible medioambiental y económicamente, a través del abastecimiento exterior y la generación de fuentes autóctonas, en el marco de los compromisos internacionales.”

De acuerdo con la definición anterior, resulta imperativo hacer un análisis de las fuentes de energía que se emplean en España (y, en consecuencia, señalar particularidades respecto a la Unión Europea), cuantificar el consumo de energía por sectores y por fuentes de energía (particularizando para el sector de edificios y el sector residencial).

Caben destacar dos afirmaciones aportadas por el Departamento de Seguridad Nacional, estas son:

“El perfil energético de España es el de un país consumidor, dependiente de los recursos que proceden del exterior. A esto se le suma la condición de “isla energética”, dada la escasa interconexión con la Unión Europea”

“El sistema energético español se asienta sobre tres grandes sectores: electricidad, gas natural y petróleo”

Respecto a la primera de estas dos afirmaciones cabe destacar que, si España es un país consumidor, dependiente y aislado, garantizar la seguridad de suministro (uno de los axiomas en los que basa el Departamento de Seguridad Nacional la definición de seguridad energética) no es evidente. Respecto a la segunda afirmación, si el sistema energético español se sustenta en tres grandes sectores: electricidad, gas natural y petróleo (y de la generación de electricidad, solamente un 40 % es de origen renovable), se puede afirmar que no es un sistema sostenible desde un punto de vista medioambiental.

A continuación, se analizan estadísticas por sectores y por fuentes de energía para analizar la situación actual y la tendencia desde 1990.

I.3.1. Usos de fuentes de energía y procedencia

En la figura I.6, se muestra el consumo de energía final por sectores, para España, según el IDAE para el año 2019. Aproximadamente, el 23,64 % de la energía final se destina a industria, el 43,91 % de la energía final se destina a transporte y el 16,92 % de la energía final se consume en el sector residencial. Estos consumos citados anteriormente son los de sectores de consumos mayoritarios. Si se considera el “sector edificios” como la suma de las contribuciones de comercio, servicios y administraciones públicas y sector residencial, el sector edificios supone casi el 30 % del consumo de energía final (28.73 %).

Si se comparan las contribuciones de los distintos sectores en el consumo de energía final para el caso de España con la Unión Europea se pueden encontrar claras diferencias, es decir, España no es un caso representativo de los consumos de energía final (ni de los usos de dicha energía) respecto a la situación de Europa. En la figura I.7, se muestra el consumo de energía final por sectores, para la Unión Europea, según la EEA (European Environmental Agency) para el año 2017. Nótese que se comparan los valores de años diferentes porque se utiliza la información más actualizada que aporta cada fuente. No obstante, las conclusiones extraíbles son igualmente válidas.

Se puede comprobar que el consumo de energía final de la Unión Europea vinculada al sector transporte es 10 puntos inferior a la contribución en España. Esto implica que, otros sectores adquieren mayor peso en el consumo de energía final. Uno de estos sectores es el sector residencial y, por ende, el sector edificios. En la Unión Europea el consumo de energía asociado al sector residencial supone el 23,88 % del consumo de energía final (7 puntos por encima que en España). Y, finalmente, el sector edificios en la Unión Europea, supone el 38,78 % del consumo de energía final (casi 10 puntos por encima que en el caso de España).

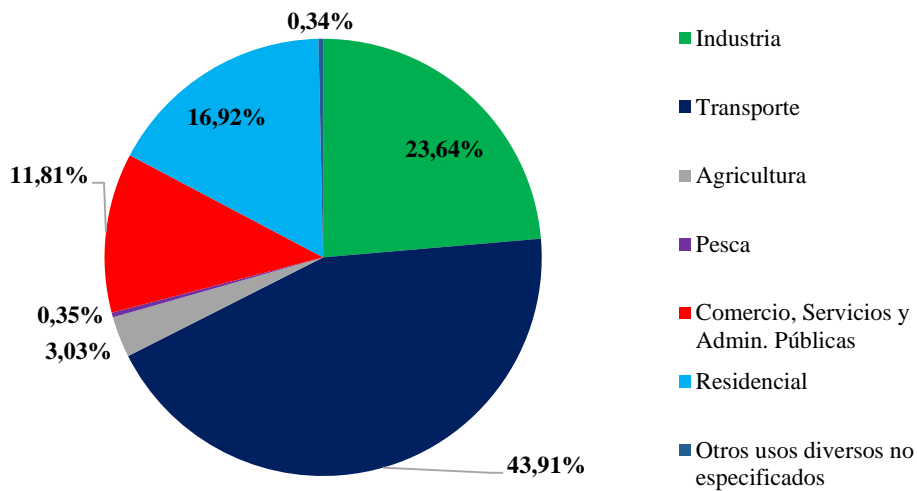


Figura I. 6. Consumo de energía final por sectores en España, según el IDAE, para el año 2019

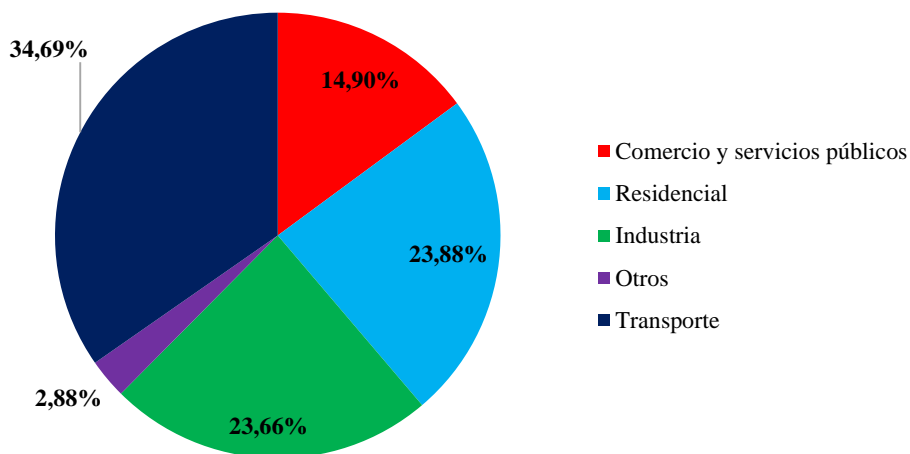


Figura I. 7. Consumo de energía final por sectores en la UE, según la EEA, para el año 2017

Además de analizar las contribuciones por sectores, a continuación, se analizan los consumos de energía final asociados a diferentes tipos de combustible para la Unión Europea. El análisis se realiza considerando la evolución en los usos de combustible entre el año 1990 y 2017 según la EEA (European Environmental Agency) en el sector edificios (las conclusiones son idénticas si se realiza el mismo análisis basándose en el sector residencial). En la figura I.8, se muestra la contribución por fuentes de energía (por combustible) en el año 2017. En la figura I.9 se muestra el mismo resultado para el año 1990.

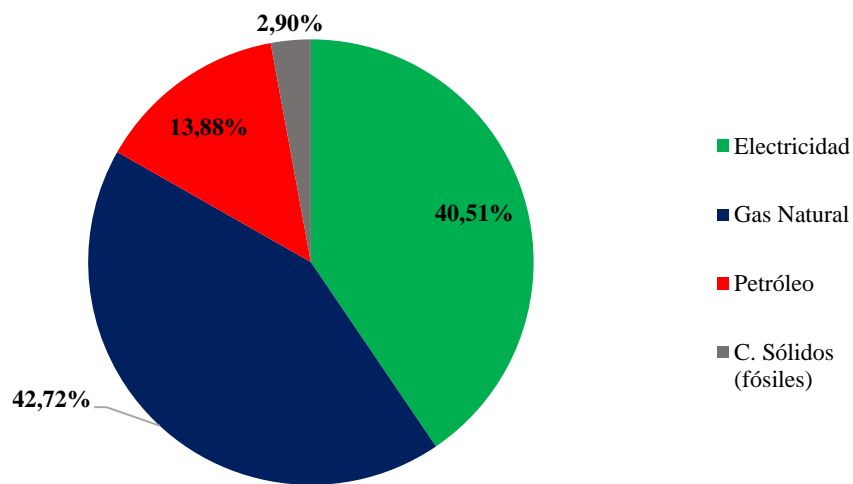


Figura I. 8. Consumo de energía final por combustible en el sector edificios, en la UE según la EEA, en el año 2017

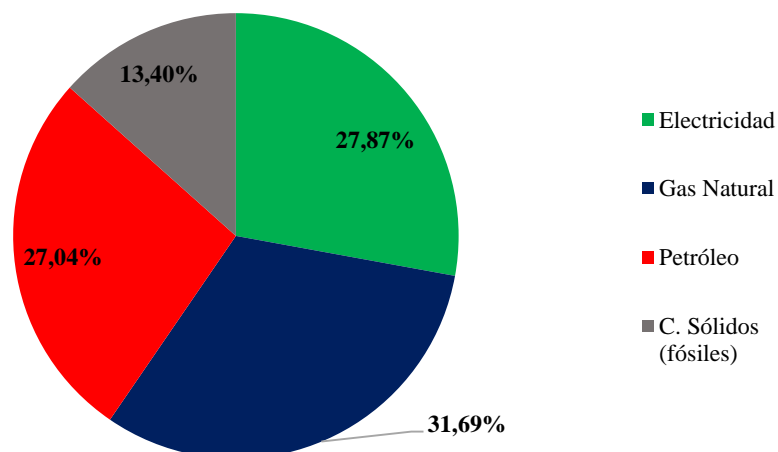


Figura I. 9. Consumo de energía final por combustible en el sector edificios, en la UE según la EEA, en el año 1990

Se puede concluir que, con el transcurso del tiempo, la tendencia del sector edificios es satisfacer su demanda térmica esencialmente con gas natural y su demanda de refrigeración con electricidad. Los combustibles sólidos, como el carbón, apenas son utilizados en el sector edificios en la Unión Europea (su uso está por debajo del 3 %) y el uso de combustibles derivados del petróleo para satisfacer la demanda térmica de los edificios está desapareciendo, disminuyendo su contribución desde un 27,04 % hasta un 13,88 %.

En la figura I.10, se muestra la evolución temporal del consumo de diferentes fuentes de energía (energía final) asociadas al sector edificios, donde se verifican las conclusiones señaladas anteriormente. Desde el año 2010, el consumo de energía en el sector edificios se mantiene constante (mostrando fluctuaciones). El consumo en electricidad ha aumentado más de un 21 % en menos de dos décadas, casi igualando el consumo de gas natural. Concretamente, en el año 2017 el consumo de gas natural en el sector edificios fue de 149 millones de toneladas equivalentes mientras que el consumo de electricidad fue de 141,3 millones de toneladas equivalentes. Se puede concluir que la relación calor electricidad en edificios tiende a ser 50/50, esta conclusión es de especial relevancia cuando si se desean plantear alternativas de cogeneración para abastecer la demanda energética en edificios.

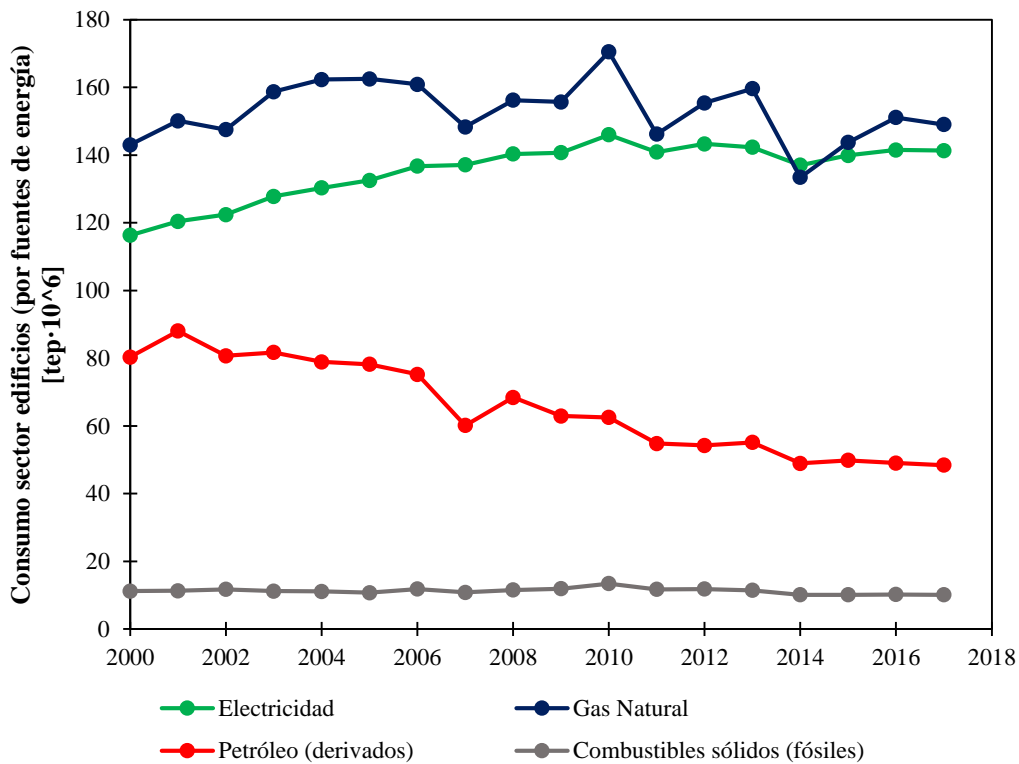


Figura I. 10. Evolución temporal del consumo de diferentes fuentes de energía (en energía final), según la EEA

I.3.2. Pobreza energética

Según la Comisión Europea, en Reino Unido en el año 1991 se define de forma oficial (aunque es una definición “no aceptada” en muchos otros países) el concepto de pobreza energética en una vivienda como un concepto de eficiencia energética: “una vivienda es energéticamente pobre si necesita invertir más del 10% de su consumo de combustible en mantener un nivel térmico adecuado”.

La pobreza energética es un problema extendido en Europa. Se estima que entre 50 y 125 millones de personas no pueden mantener en sus viviendas un nivel térmico asociado a confort. En la figura I.11, se muestra el porcentaje de población en riesgo de pobreza energética para algunos países de la Unión Europea y la evolución de la tendencia entre los años 2009 y 2019, entendiendo como pobreza energética la definición introducida anteriormente. En el caso de Portugal, más del 20 % de la población está en riesgo de pobreza energética. España, en la década 2009-2019 presenta estadísticas aproximadas a la media europea donde entre el 5 % y el 12 % de la población está en riesgo de pobreza energética. En algunos países como Noruega y Finlandia este problema está prácticamente erradicado, presentando valores por debajo del 2 % de población en riesgo de pobreza energética.

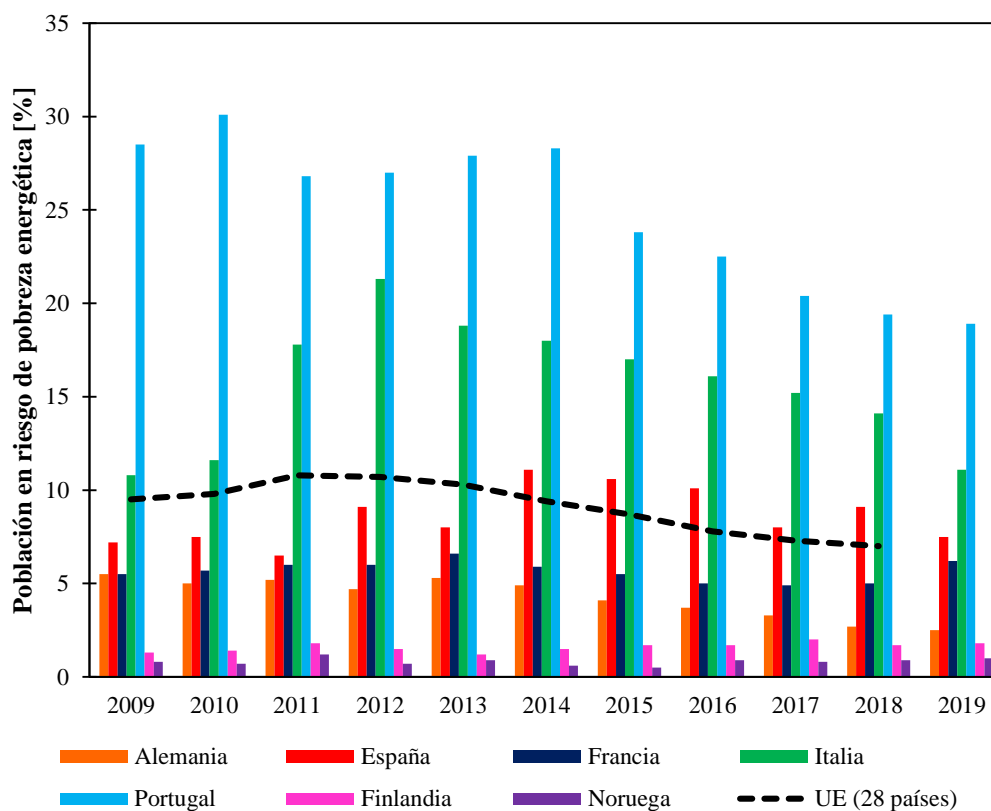


Figura I. 11. Población en riesgo de pobreza energética en diferentes países de la UE

Según la figura I.11, entre un 5 % y un 10 % de la población de la Unión Europea se encuentra en riesgo de pobreza energética. Concretamente, en el año 2018, el 7,3% de la población de la Unión Europea estaba en riesgo de pobreza energética. En ese año, la población de la UE asciende a 513 millones de habitantes. Esto implica que más de 37 millones de personas están en riesgo de pobreza energética.

Otros autores [24] relacionan el denominado índice de desarrollo humano (human development index, HDI) con el consumo energético. En la figura I.12 se representa el índice de desarrollo humano en función de la renta nacional bruta per cápita (GNI de sus siglas en inglés, gross national income). La renta nacional bruta es la suma de las retribuciones de todos los factores de producción nacionales. Por tanto, la figura I.12 relaciona el índice de desarrollo humano con el consumo energético per cápita. Cada punto de la gráfica representa un país. Los datos son del año 2018. Se puede inferir que, el riesgo de pobreza energética, entendiendo la energía como un bien básico, limita el bienestar y desarrollo de los seres humanos.

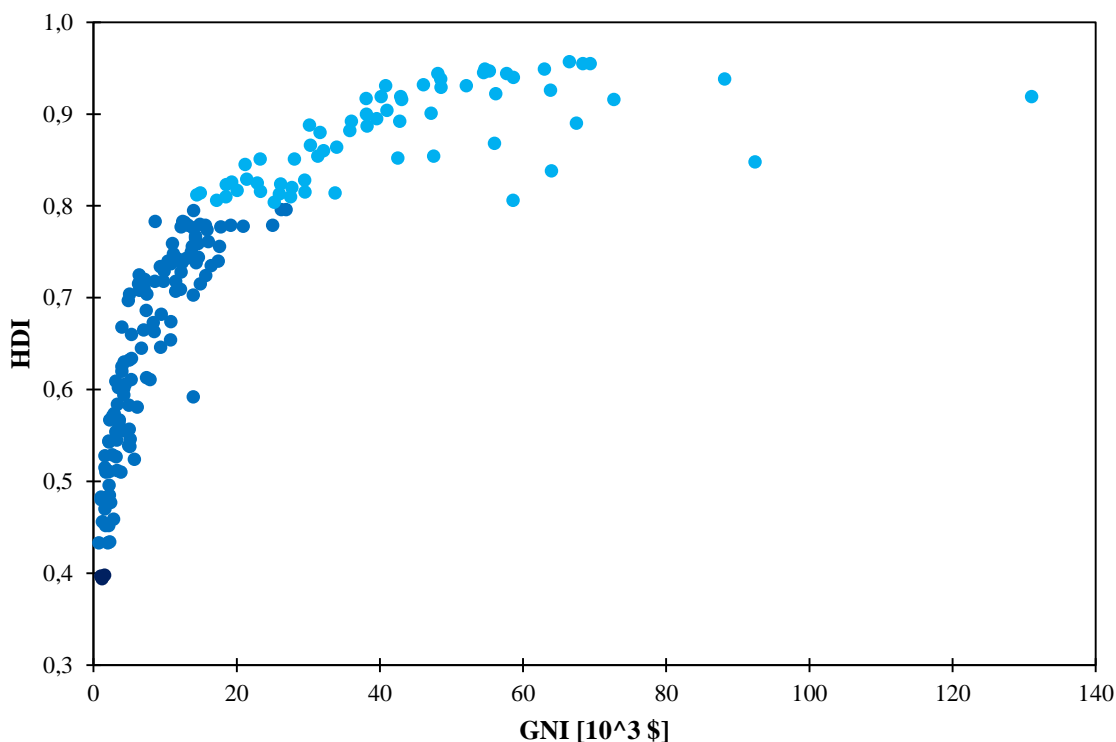


Figura I. 12. Índice de desarrollo humano y consumo energético per cápita

En la figura I.13 se muestra la tendencia entre el índice de desarrollo humano, HDI, y la renta nacional bruta per cápita, demostrando las conclusiones anteriores. La regresión obtenida se muestra en la ecuación (E – I. 1).

$$HDI = 0,1204 \cdot \ln(GNI) + 0.4258$$

$$R^2 = 0,8287$$

(E – I. 1)

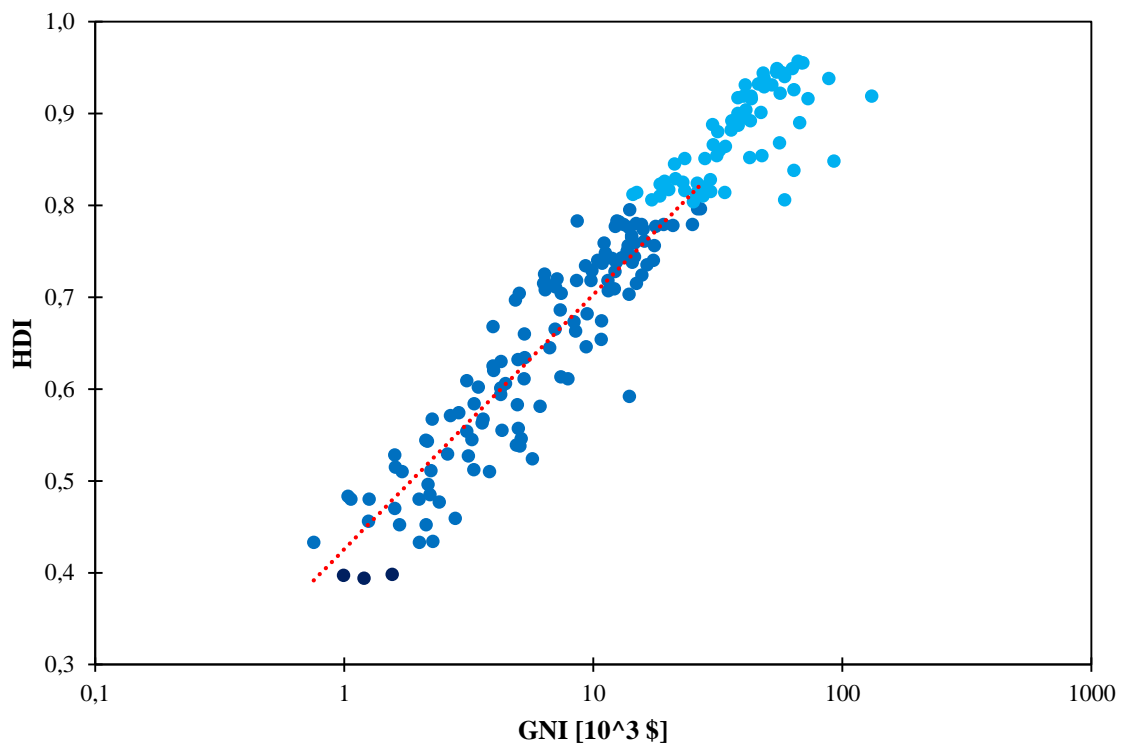


Figura I. 13. Índice de desarrollo humano y consumo energético per cápita. Regresión lineal

I.4. Competitividad económica

Como se señalaba anteriormente, el 97 % de los edificios construidos antes de 2010 requieren una remodelación total o parcial para poder cumplir los requisitos que se establecen para el año 2050. Por ello, existen estudios sobre intervenciones de edificios terciarios con el objetivo de mejorar el comportamiento de los edificios existentes hacia un comportamiento característico de los edificios de consumo casi nulo.

No obstante, para que estas intervenciones sean sostenibles, no sólo deben serlo desde un punto de vista estrictamente medioambiental, sino que deben ser rentables económicamente.

Para garantizar la rentabilidad de las medidas se plantean estudios como [25] donde se proponen una serie de estrategias sobre un edificio del sector terciario. Las estrategias que se proponen son permutaciones de casos donde se consideran integraciones con energías renovables como geotermia y fotovoltaica, sistemas de recuperación de calor basados en recuperador sensible, etc. Los resultados de este estudio indican que la TIR (tasa interna de retorno) de todas las estrategias están comprendidas entre 7 y 20 años.

En este tipo de intervenciones, intervenciones de remodelación de edificios para avanzar hacia edificios de consumo casi nulo, la inversión inicial es un factor muy relevante. Según estudios [26] puede la inversión inicial o CAPEX, puede representar entre el 38 % y el 64 % de los costes totales. Resulta interesante acompañar las mejoras en instalaciones con intervenciones en la envolvente (mejorar el aislamiento) ya que mejorar el aislamiento reduce significativamente los costes indirectos (OPEX).

Otros estudios analizan el payback period, es decir, el tiempo de retorno de la inversión. Este estudio concretamente [27] propone remodelaciones para edificios ya existentes en Estambul, afirmando que en 10 años se recupera la inversión.

Finalmente, destacar que autores como [28] plantean nuevos métodos para evaluar la viabilidad de medidas de remodelación sobre edificios ya existentes reconociendo que el problema es de índole ambiental, económica y social.

II.Objetivos

II.1. Objetivos generales

- a. Analizar la situación actual del sector edificación en la UE. Justificar la necesidad de la realización de estudios de esta índole.
- b. Desarrollar modelos 3D de edificios universitarios existentes en el software *Design Builder* y caracterizar su comportamiento dinámico a lo largo de un año para diferentes periodos temporales (horario, diario, mensual, etc.).
- c. Proponer medidas de ahorro energético que puedan ser simuladas en los modelos y analizar su impacto tanto energético como medioambiental.
- d. Analizar el impacto de energías renovables en el edificio, concretamente de generación fotovoltaica.
- e. Proponer estudios futuros acorde a conclusiones obtenidas durante el desarrollo del trabajo

II.2. Objetivos específicos

- i. Tomar medidas experimentales “in situ” mediante termoflujometría para caracterizar la transmitancia térmica de la envolvente. Analizar las limitaciones del método y proponer otras fuentes de información. Justificar la selección de un valor de transmitancia sin conocer la composición del cerramiento.
- ii. Desarrollar una metodología novedosa para caracterizar el comportamiento a largo plazo del edificio, de tal manera que se obtenga un modelo sencillo que permita obtener los consumos del edificio para cualquier climatología.
- iii. Justificar cómo dicha metodología puede mejorar la calidad de los resultados (especialmente en el comportamiento a largo plazo de los edificios). Resaltar la utilidad de dicha metodología en el contexto de simulación de edificios en el proceso de validación.
- iv. Demostrar que la metodología anterior es de carácter universal. Es decir, sirve para cualquier edificio y sirve para cualquier demanda estacional (calefacción y refrigeración, pero no iluminación).
- v. Caracterizar qué variables pueden ser útiles para obtener modelos validados de edificios, qué características deben tener y cómo seleccionarlas.

- vi. Analizar el impacto en la demanda de energía primaria y en emisiones asociado a introducir ventilación mecánica en un edificio que anteriormente disponía de ventilación natural sin que actúe ningún sistema de recuperación de energía.
- vii. Analizar el impacto en la demanda de energía primaria y en emisiones asociado a incluir un recuperador de calor junto al sistema de ventilación mecánica.
- viii. Analizar el impacto en el consumo eléctrico del edificio y en emisiones asociado a introducir sistemas de enfriamiento gratuito.
- ix. Analizar el impacto en el consumo eléctrico del edificio y en emisiones asociado a mejorar las instalaciones de iluminación. Concretamente en el caso de sustituir una instalación de fluorescentes por una instalación led.
- x. Analizar el impacto de la generación de energía renovable en el consumo de energía eléctrica y en emisiones.
- xi. Analizar tendencias cuando se combinan los casos señalados anteriormente.

III. Estado del Arte

En este capítulo se pretende desarrollar todos los conceptos teóricos necesarios sobre la eficiencia energética en edificación desde los fundamentos. Se desarrollan las variables que afectan al comportamiento del edificio: ocupación, climatología, uso, etc.

Se describen los tipos de cargas existentes en un edificio y su naturaleza. Se introduce el concepto de balance térmico en el edificio y se desarrollan brevemente métodos de cálculo de demanda estacionario ya que introducen variables muy relevantes para capítulos posteriores (como los grados día).

Finalmente, se desarrollan los tipos de instalación existentes para climatizar el edificio HVAC y las particularidades de cada una de ellas. Se desarrollan los sistemas de recuperador de energía y de enfriamiento gratuito y se señalan algunos aspectos de integración con energías renovables. ⁽¹⁾

III.1. La demanda energética en edificios nZEB

Los ocupantes de un edificio manifiestan una serie de necesidades que es necesario cubrir para desarrollar su actividad y para garantizar unas condiciones de confort en el propio edificio. Esto implica consumos energéticos de diversa índole en función de las necesidades a cubrir: garantizar la calidad del aire interior mediante instalaciones de climatización (calefacción y refrigeración) y ventilación, agua caliente sanitaria (principalmente en edificios residenciales), iluminación artificial, consumos eléctricos para el uso de electrodomésticos, equipos y/o maquinaria, etc.

III.1.1. Demanda energética

En primer lugar, es necesario destacar que demanda energética y consumo energético son conceptos diferentes. La demanda energética se corresponde con las necesidades que tiene el consumidor (los ocupantes del edificio) asociadas a alcanzar unas condiciones de confort interior. Garantizar unas condiciones de confort implica controlar diversos parámetros en el

¹ La principal referencia bibliográfica seguida en este capítulo es [89], si durante el texto se desarrolla algún concepto sin ninguna cita, acúdase a esta referencia.

interior del edificio: calidad del aire, temperatura, humedad relativa, nivel de iluminación, etc. Todos estos parámetros, cuyo control determina la demanda, dependen de diversos factores tales como:

- **Condiciones climáticas:** temperatura, humedad relativa, radiación solar y viento.
- **Condiciones geométricas del edificio y del entorno:** orientación, compacidad, sombras asociadas, por ejemplo, a otros edificios.
- **Materiales constructivos del edificio:** características de la envolvente (cerramientos y acristalamientos), puentes térmicos e infiltraciones.
- **Cargas internas asociadas al uso del edificio:** ocupación, actividad, equipos e iluminación.

En la figura III.1 se muestran los parámetros y procesos que intervienen en la demanda energética de los edificios. En la columna de parámetros, se agrupa en una categoría las propiedades de los elementos opacos y semitransparentes.

Desde un punto de vista riguroso, los procesos térmicos de acumulación están asociados únicamente, considerando los parámetros que afectan a la envolvente, a las propiedades de los elementos opacos. De la misma manera, los procesos térmicos de insolación están asociados, únicamente, a las propiedades de los elementos semitransparentes.

Para poder satisfacer la demanda se requiere un consumo de una determinada fuente energética.

Existe una gran variedad de fuentes energéticas, no obstante, es posible hacer una clasificación distinguiendo entre:

- **Fuentes de energía convencionales** (electricidad, gas natural, gasóleo, etc.)
- **Fuentes de energía renovables** (biomasa, energía solar, geotérmica, etc.).

El consumo energético depende esencialmente de: la demanda energética del edificio requerida para alcanzar las condiciones de confort y de la eficiencia o rendimiento de las instalaciones para proporcionar dichas condiciones. El rendimiento y la demanda están relacionados por la ecuación ($E - III. 1$):

$$C = \frac{D}{\eta} \quad (E - III. 1)$$

Donde:

- C : consumo energético de una determinada fuente de energía.
- D : demanda energética, característica del edificio.
- η : rendimiento de las instalaciones.

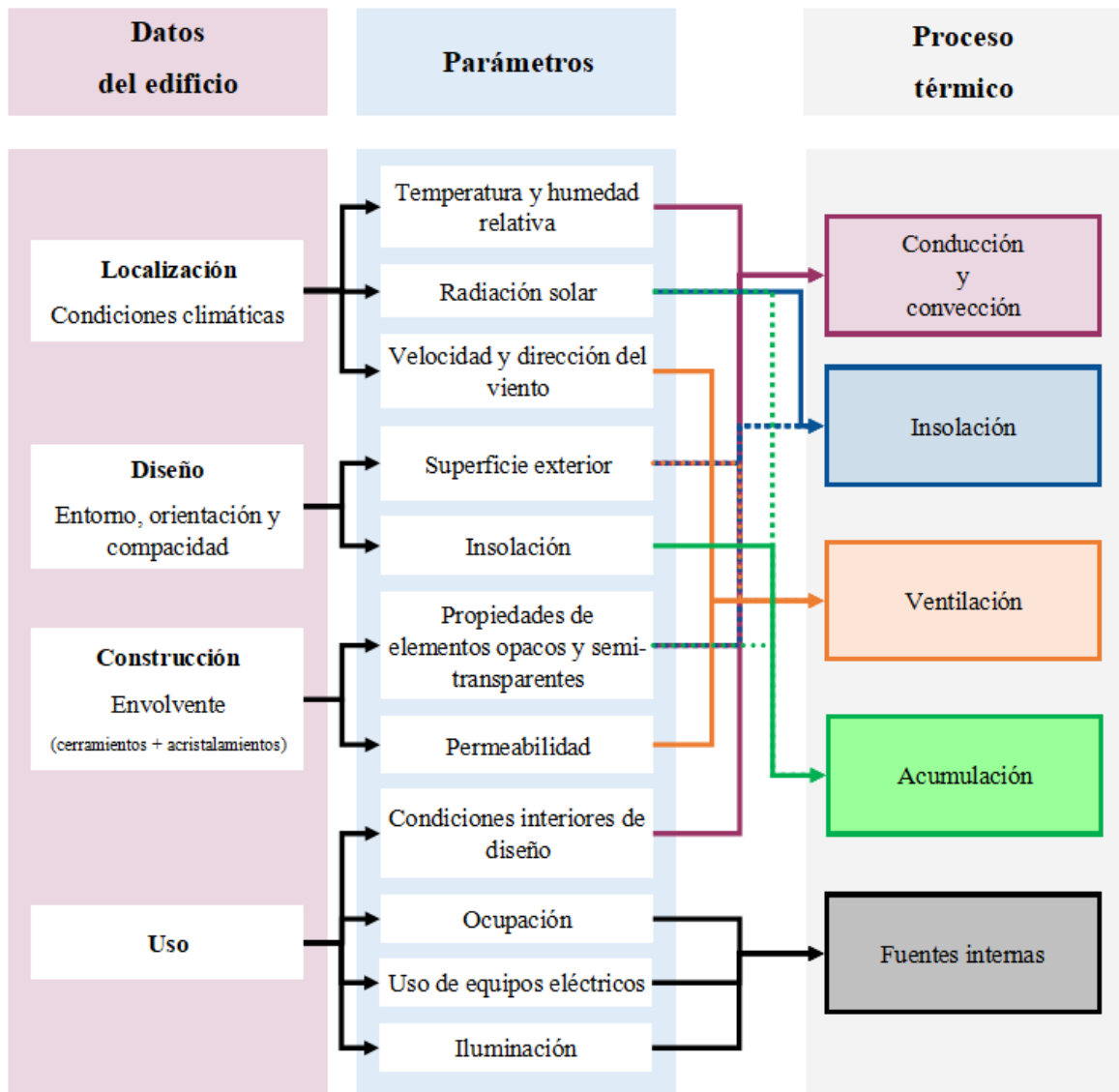


Figura III. 1. Parámetros y procesos que intervienen en la demanda energética de los edificios

En la tabla III.1 se recogen los documentos básicos del Código Técnico de la Edificación que regulan los factores de la eficiencia energética de la edificación.

Tabla III. 1. Documentos básicos del Código Técnico de la Edificación que regulan los factores de eficiencia energética de la edificación

Aspectos relacionados con:	Documento básico del CTE
Demanda	CTE DB HE-1
Rendimiento de las instalaciones	CTE DB HE-2
	CTE DB HE-3
Consumo	CTE DB HE-0
Emisiones de CO ₂	CTE DB HE-4
	CTE DB HE-4

El impacto medioambiental derivado del consumo energético normalmente se mide como emisiones de CO₂. Las emisiones de dióxido de carbono son proporcionales al consumo y, por ende, dependen de la demanda térmica del edificio y del rendimiento de las instalaciones.

Es necesario establecer unos coeficientes para la obtención de emisiones de CO₂ denominados factores de emisión para obtener las emisiones asociadas a los consumos energéticos en edificación en función de la fuente de energía que se utilice para satisfacer la demanda de calefacción y en función de donde esté emplazado el edificio ya que la energía eléctrica que consume un edificio ubicado en la península o en baleares tiene asociadas diferentes emisiones ya que los mix eléctricos son diferentes. Estos factores se muestran en la tabla III.2.

Nótese que estos valores son para España y no sirven para hacer comparativas o extrapolaciones entre países, es decir, no se pueden utilizar los coeficientes de la tabla III.2 para comparar valores con Francia ya que el mix eléctrico de Francia es completamente diferente al de España. Por tanto, si se desea realizar una comparativa entre países es importante considerar este tipo de diferencias.

Para poder conseguir un comportamiento lo más parecido posible a los edificios de consumo de energía casi nula (nZEB) es necesario adoptar una serie de estrategias desde la propia concepción del edificio. Las estrategias se deben implantar en el orden que se muestra a continuación:

1. Estrategias de reducción de la demanda.
2. Estrategias de mejora de la eficiencia energética de las instalaciones.
3. Estrategias de implementación de energías renovables.

Tabla III. 2. Factores de emisiones de dióxido de carbono para España asociada a diferentes fuentes de Energía

Fuente de energía	Factor de emisión (aprobado)	Fator de emisión (previo)
	[kg CO ₂ /kWh E. final]	
Electricidad convencional peninsular	0,331	0,649
Electricidad convencional Baleares	0,932	NA
Electricidad convencioanl Canarias	0,776	NA
Electricidad convencional Ceuta y Melilla	0,721	NA
Gasóleo para calefacción	0,311	0,287
GLP	0,254	0,244
Gas Natural	0,252	0,204
Carbón	0,472	0,347
Biomasa no densificada	0,018	neutro
Biomasa densificada (pelests)	0,018	neutro

III.1.2. Condiciones interiores

En el Reglamento de Instalaciones térmicas de los Edificios (RITE), el confort térmico se fija con las condiciones interiores de diseño. Las condiciones interiores de diseño dependen de: la actividad metabólica de las personas (*met*), de su grado de vestimenta (*clo*) y del porcentaje de personas insatisfechas (Percentage of Persons Dissatisfied, *PPD*).

El porcentaje de personas insatisfechas proporciona información sobre si se han conseguido implantar las condiciones de confort en el edificio y se puede estimar por medio de la ecuación (*E – III.2*).

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp[-(0.03353 \cdot PMV^4 + 0.2179 \cdot PMV^2)] \quad (E - III.2)$$

Donde:

- *PMV* (Predicted Mean Vote): es el voto medio previsto.

Para definir el voto medio previsto es necesario desarrollar el balance térmico del cuerpo humano con el entorno. Según el método desarrollado por Fanger [29], la temperatura corporal se mantiene constante (en un ambiente térmico estable) si la acumulación de calor en el cuerpo es nula ($S = 0$), es decir, si el calor generado por el cuerpo es igual a las

pérdidas de calor que experimenta éste con el entorno. Otros autores proponen métodos similares, [30]. Se puede plantear un balance térmico al cuerpo humano que viene dado por la ecuación ($E - III.3$).

$$S = M \pm W \pm R \pm C \pm K - E \pm RES \quad (E - III.3)$$

Siendo:

- S : tasa de acumulación de calor en el cuerpo humano.
- M : tasa de generación de calor en el cuerpo humano asociada al metabolismo. Este valor está relacionado con la superficie corporal y con la actividad desarrollada (expresada en *met*, donde $1 \text{ met} = 58,15 \text{ W}/m_{\text{piel desnuda}}^2$). La superficie corporal se puede estimar mediante la ecuación de DuBois [31], ($E - III.4$), en función de la masa (m) en kilogramos y altura (h) en metros de la persona:

$$Sup = 0.202 \cdot m^{0.425} \cdot h^{0.725} \quad (E - III.4)$$

- W : trabajo útil realizado por el organismo. Normalmente viene expresado en términos de eficiencia mecánica W/M . La relación W/M no excede valores del $0,05 - 0,1$, siendo prácticamente nula para la mayoría de actividades. Es decir, el cuerpo humano, entendiéndose como una máquina que produce energía mecánica, posee rendimientos muy bajos.
- E : tasa calor involucrado en la evaporación de la humedad corporal, constituye siempre una pérdida de calor.
- R : tasa de calor intercambiado por radiación entre la piel y/o ropa con el entorno. Este mecanismo de transmisión de calor posee un papel muy relevante en el confort.
- C : tasa de calor intercambiado por convección, normalmente por convección natural entre el aire y la piel (a mayor temperatura) y una posible convección forzada.
- K : tasa de calor intercambiado por conducción a través de la vestimenta. Esta componente es complicada de determinar ya que la conductividad térmica y la temperatura de la ropa, a priori, es desconocida.
- RES : energía intercambiada en la respiración, tanto sensible como latente. En la mayoría de los casos se traduce en una pérdida, aunque se contempla en la ecuación que pueda ser una ganancia ($E - III.3$).

En la figura III.2 se muestra una representación esquemática de las diferentes contribuciones de la ecuación ($E - III.3$).

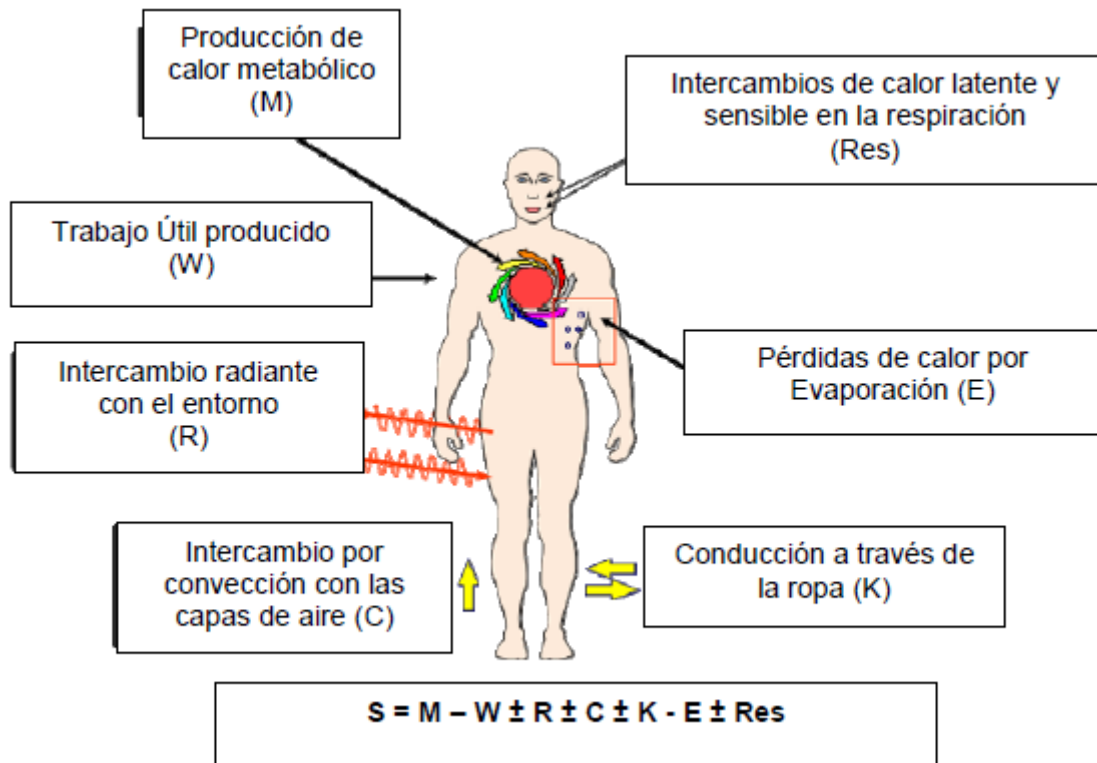


Figura III. 2. Balance térmico del cuerpo humano con el entorno

El voto medio previsto relaciona las contribuciones del balance térmico descrito anteriormente con la respuesta esperada de las personas. En la ecuación (E – III.5) se muestra un ajuste de una escala que muestra la respuesta subjetiva de las personas [32].

$$PMV = (0.303 \cdot e^{-2.1 \cdot M} + 0.028) \cdot [(M - W) - H - E - C_{res} - E_{res}] \quad (E - III.5)$$

En la ecuación (E – III.5) se incluyen los términos:

- H : pérdidas de calor sensible.
- C_{res} : calor intercambiado (computado como pérdida) en la respiración por convección.
- E_{res} : evaporación (computada como pérdida) asociada a la respiración.

De acuerdo con la ecuación (E – III.2) se puede inferir que los índices PMV y PPD están relacionados. En la figura III.3 se representa el PPD en función del PMV . Para el PMV se tiene una escala de -3 a 3 , esta escala es la escala que muestra la respuesta subjetiva de las personas mencionada anteriormente y su definición es completamente arbitraria. El resultado es una curva simétrica similar una distribución Gaussiana invertida. Las condiciones

asociadas a un $PMV = 0$ se consideran como las óptimas y, sin embargo, puede observarse que no se alcanza un porcentaje de satisfechos del 100 % (o un porcentaje de insatisfechos del 0 %). Por este motivo, se considera como un ambiente térmico ideal aquel cuyas condiciones se corresponden con un PPD del 5 %.

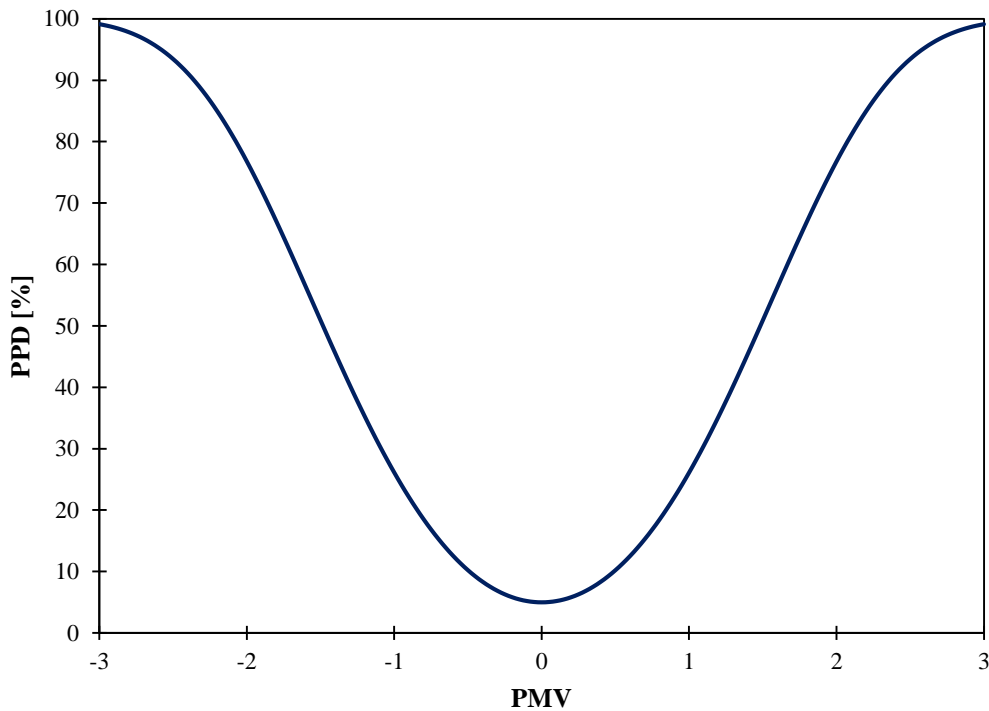


Figura III. 3. Relación entre el PMV y el PPD

Nótese que los índices PMV y PPD caracterizan el confort térmico a nivel global en el edificio. Sin embargo, se pueden producir situaciones de desconfort térmico local como, por ejemplo:

- Existencia de corrientes de aire indeseadas.
- Gradientes verticales pronunciados de temperatura: genera más desconfort si las altas temperaturas se encuentran en la zona de la cabeza.
- Temperaturas de suelos extremas: independientemente de si son frías o cálidas.
- Asimetría radiante en cerramientos muy acusada.

La calidad del aire interior (ventilación) viene dada en función de la calidad del aire interior requerida (IDA) y del porcentaje estimado de personas insatisfechas (PPD), para todos los edificios no residenciales privados. En edificios residenciales, la ventilación está regulada

por el documento básico DB HS-3 “Calidad del aire interior” del Código Técnico de la Edificación.

La demanda energética se encuentra actualmente regulada por el Documento Básico de Ahorro de Energía 1 del Código Técnico de la Edificación (CTE DB HE 1), cuya última versión es de diciembre de 2019, denominado “Condiciones para el control de la demanda energética”. En este documento se establecen los valores límite de la transmitancia térmica de los cerramientos exteriores o envolvente (U) en función de la zona climática (la zona climática considera la severidad del invierno en una localización determinada) donde se ubique el edificio. Además, se establece el valor límite del coeficiente global de transmisión de calor a través de la envolvente térmica (K), que dependen de la severidad climática y de la compacidad del edificio.

En condiciones de verano, el control de la demanda se establece mediante el parámetro de control solar, que depende de las ganancias solares en el mes de julio (determinadas por la localización del edificio y su uso).

Finalmente, las infiltraciones de aire se limitan mediante la permeabilidad al aire de los huecos de la envolvente térmica.

III.1.3. Condiciones climáticas

En el marco del CTE DB HE-1 se proporcionan los años de referencia para cada una de las capitales de provincia española donde se recogen los valores horarios (8760) de una serie de parámetros. Un año de referencia es un año compuesto de valores horarios de parámetros meteorológicos representativos del clima a largo plazo (el clima es la estadística a 30 años de las condiciones climáticas instantáneas).

En los programas de simulación, un input es un archivo climático, es decir, un archivo que recoge los valores de una serie de variables para cada hora del año. El motor de cálculo del programa de simulación emplea estos valores para generar los resultados de las simulaciones.

Los parámetros recogidos en el año de referencia se citan a continuación (estos mismos parámetros son los que se recogen en los archivos climáticos que se emplean en programas de simulación):

1. Mes (de 1 a 12).
2. Día (de 1 a 31).
3. Hora (de 1 a 24).
4. Temperatura seca ($^{\circ}\text{C}$).
5. Temperatura efectiva de cielo ($^{\circ}\text{C}$).
6. Irradiancia solar directa sobre la horizontal (W/m^2).
7. Irradiancia solar difusa sobre la superficie horizontal (W/m^2).
8. Humedad específica ($\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire-seco}}$).
9. Humedad relativa (%).
10. Velocidad del viento (m/s).
11. Dirección del viento (grados respecto al norte, E+, O-).
12. Azimut solar (grados).
13. Cénit solar (grados).

Como se ha señalado anteriormente, se pueden utilizar este tipo de archivos climáticos en motores de cálculo de programas de simulación. Aunque, también es posible hacer un tratamiento estadístico sencillo de estos datos para poder hacer cálculos estacionarios (menos precisos) que permiten obtener una estimación de la demanda energética mediante valores estadísticos representativos de las condiciones de temperatura seca anuales extremas de la localidad, expresadas como un percentil anual (NPA) o nivel de percentil estacional (NPE).

El NPA representa el porcentaje de las horas, a lo largo del año, donde la temperatura exterior es inferior o superior a la temperatura de diseño. Se puede definir como la frecuencia en la que dicho valor se alcanza durante el año.

Todos los parámetros relacionados con el viento afectan a la ventilación y a las infiltraciones. Las infiltraciones en edificios actuales se pueden considerar despreciables debido a que las ventanas tienen limitaciones a la permeabilidad de aire (CTE DB HE-1).

III.1.4. Influencia de la geometría y orientación del edificio

III.1.4.1. **Compacidad**

La compacidad (C) se define como la relación entre el volumen encerrado por la envolvente térmica del edificio y la suma de las superficies que forman la envolvente térmica del

edificio, ecuación (E – III. 6). Se puede definir como envolvente térmica del edificio el conjunto de todas aquellas superficies de intercambio térmico entre el ambiente interior y el aire exterior.

$$C = \frac{V}{A} = \frac{V}{\sum A_i} \quad (E - III. 6)$$

En la tabla III.3 se muestran algunos valores de compacidad tipo en función del tipo del edificio.

Tabla III. 3. Valores de compacidad en función del tipo del edificio

Tipología de edificio	Compacidad [m ³ /m ²]
Grandes edificios	0,2-0,5
Bloques de viviendas	0,3-0,6
Viviendas unifamiliares	0,6-1

La compacidad está relacionada con la capacidad del edificio de almacenar calor y evitar pérdidas a través de la fachada [33]. Un edificio considerado muy compacto es aquel cuyo cociente volumen/superficie es muy elevado (tiene poca superficie exterior comparada con el volumen construido), [34]. En la figura III.4 se muestra una comparativa con dos edificios con el mismo volumen construido y con diferente índice de compacidad.



Figura III. 4. Comparativa de compacidad de diferentes tipos de edificios

Nótese que el índice de compacidad es un ratio que proporciona una idea de cómo se puede llevar a cabo el suministro energético (calor y frío) a un edificio. El sobrecalentamiento de un edificio asociado a su elevado índice de compacidad se puede corregir por medio de instalaciones basadas en lo que se denomina sistemas de enfriamiento pasivo (passive cooling systems).

Para ilustrar la relación entre la compacidad del edificio y la demanda energética cabe destacar que la versión de 2019 del CTE DB HE 1 introduce el indicador de coeficiente global de transmisión de calor, K , como un medio para controlar la demanda energética. El valor límite de dicho indicador se establece en función del uso del edificio, de la compacidad y de la zona climática. Este coeficiente se desarrolla de forma más detallada posteriormente.

III.1.4.2. Orientación y radiación solar recibida

Entre los parámetros que intervienen en el diseño de sistemas pasivos referentes o relacionados con la radiación solar que recibe el edificio, la orientación del edificio es el parámetro más relevante y más estudiado [35]. El nivel de radiación solar directa que recibe la fachada del edificio depende del azimut en el muro y de la orientación del edificio [36]. A continuación, se citan algunos beneficios derivados de la orientación del edificio:

- Es una medida de bajo coste que es aplicable en las etapas iniciales del diseño del proyecto.
- Reduce la demanda energética.
- Reduce el uso de sistemas pasivos más sofisticados.
- Aumente el rendimiento de otros sistemas pasivos instalados en el edificio.
- Aumenta la cantidad de luz natural, reduce la demanda energética en iluminación y contribuye menos a la carga térmica del edificio.
- Mejora el rendimiento de colectores solares (si se instalan).

Se considera como criterio generalizado que una orientación hacia el sur es óptima para ganar calor en invierno y para controlar la radiación solar incidente en verano. Como regla general, las paredes con más superficie de fachada se deben orientar hacia el sur [36]. Sin embargo, la orientación puede ser estudiada con el objetivo de optimizar parámetros como la radiación solar total recibida, la forma del edificio, la superficie de las plantas del edificio y la energía anual demandada.

Gupta y Ralegaonkar [37] optimizaron la orientación de un edificio para varios factores de forma con el objetivo de minimizar la radiación solar recibida en verano y maximizarla en invierno. Los autores optimizaron el valor de la radiación solar recibida durante los meses de condiciones climáticas más extremas (junio y diciembre). El procedimiento consiste en emplear diferentes formas y orientaciones del edificio. Este método se puede emplear para

definir el ángulo de orientación óptimo para minimizar la radiación solar en verano y maximizarla en invierno. Se concluye en el estudio que la orientación óptima es aquella que deja las fachadas de más superficie se orientan hacia el norte y el sur.

III.1.4.3. Orientación y planta

Morrissey et al. [35] determinaron que los edificios con plantas pequeñas (de pequeña superficie) son menos sensibles a cambios de orientación. En otras palabras, estos edificios muestran mejor comportamiento térmico (menos pérdidas) incluso cuando se modifica su orientación respecto a edificios de grandes dimensiones (mayores a 200 m²). El tamaño de la planta del edificio es el factor más crucial en términos de adaptabilidad a cambios de orientación.

III.1.5. Geometría solar: proyección de sombras

Los sistemas de sombreado ubicados en las fachadas controlan la cantidad de radiación solar que incide sobre un edificio en cuestión. Este tipo de estrategias proporcionan resultados positivos cuando se ejecutan en los huecos de las fachadas ya que estos elementos (los huecos) transmiten un alto nivel de radiación hacia el interior del edificio.

III.1.5.1. Coeficiente de sombreado

Un coeficiente de sombreado apropiado proporciona ahorros energéticos anuales [37]. La ASHRAE (The American Society for Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineering) incluye en coeficiente de sombreado (SC, shading coefficient) entre los factores que deberían considerarse en el cálculo de la demanda de calor y frío de los edificios.

Este coeficiente se define como el ratio entre la ganancia solar a través de un material (un hueco o un vidrio generalmente) con respecto a la ganancia solar a través de un vidrio (estandarizado) de 3 mm (*E – III.7*).

$$SC = \frac{\text{ganancia solar}}{\text{ganancia solar en el vidrio de referencia}} \quad (E - III.7)$$

Uno de los problemas de establecer un coeficiente de sombreado fijo es que el ángulo de incidencia de los rayos del sol no permanece constante con el tiempo (depende de la hora del día) [38].

El coeficiente de sombreado condiciona los ahorros energéticos anuales según Yang et al. [37]. Se plantea la ecuación para calcular los ahorros energéticos anuales en función del coeficiente de sombreado ($E - III.8$).

$$SEC = \frac{Q_s \cdot (1 - SC + Q_w \cdot SC)}{Q_s + Q_w} \quad (E - III.8)$$

Donde:

- SEC : es un coeficiente de ahorros energéticos asociados a la actividad de la radiación solar.
- SC : es el coeficiente de sombreado.
- Q_s : ahorros energéticos en verano asociados al sombreado.
- Q_w : ahorros energéticos en invierno asociados al aporte de energía de la radiación solar aprovechada.

En climas cálidos, existen mayores beneficios con elevados coeficientes de sombreado ya que la demanda de energía térmica se reduce. Sin embargo, el coeficiente de sombreado no debe ser excesivamente alto [37].

III.1.5.2. Efectividad de los dispositivos de sombreado

El control del sombreado es necesario para asegurar el confort térmico y lumínico del edificio. Sistemas de sombreado pasivos favorecen la reducción de energía térmica adquirida por el edificio (por medio de radiación solar), lo que significa que los sistemas de climatización (frío) operan menos con menos frecuencia. Sin embargo, los sistemas de sombreado suponen menor disponibilidad de luz visible natural [39].

Evitar un excesivo sombreado supone disponer de más horas de luz natural y reduce la demanda de luz artificial. Esto supone ahorros energéticos y económicos y un mayor confort para los usuarios del edificio. Reducir el uso de luz artificial supone reducir la generación de calor en el edificio [40].

Una contribución del sombreado del edificio puede venir impuesta por elementos vecinos y, a priori, no se tiene una posibilidad de acción sobre ellos.

III.1.5.3. Beneficios energéticos asociados al sombreado en climas cálidos

El control de los elementos de sombreado, iluminación y de los componentes de las instalaciones de calefacción y refrigeración pueden reducir significativamente los picos de carga de enfriamiento y de consumo de energía para climatización (frío) e iluminación, manteniendo en el edificio unas condiciones adecuadas de calefacción e iluminación [39].

III.1.5.3.1. Elementos tipo cortinas y voladizos

Uno de los problemas del uso de dispositivos como cortinas (ya sea exteriores o interiores) o voladizos es que se diseñan para permanecer en una posición fija. Esto favorece ahorros energéticos únicamente en situaciones ambientales muy específicas y ocasiona el efecto contrario en otras.

Bouchlaghem [41] afirma que los dispositivos de sombreado deben estar diseñados para que su posición sea adaptable a cada estación del año. Este estudio, desarrollado mediante el software TRANSYS, demuestra que aumentando el sombreado mediante elementos tipo voladizo, la demanda anual de climatización (frío) disminuye mientras que la demanda de calefacción aumenta [37].

En la figura III.5 se muestra la diferencia de carga anual en refrigeración y en calefacción modificando la proyección del voladizo en una vivienda simulada sin aislamiento. Esta tendencia se puede justificar señalando que estos dispositivos bloquean el paso de la radiación solar (este fenómeno no es deseable en invierno).

Además, estos efectos (tanto positivos como negativos) se acentúan más si las ventanas están más orientadas hacia el sur, ya que reciben más radiación solar a lo largo del año. Como conclusión cabe destacar que puede resultar beneficioso empelar altas proyecciones horizontales de voladizos que se pueden recoger durante el invierno.

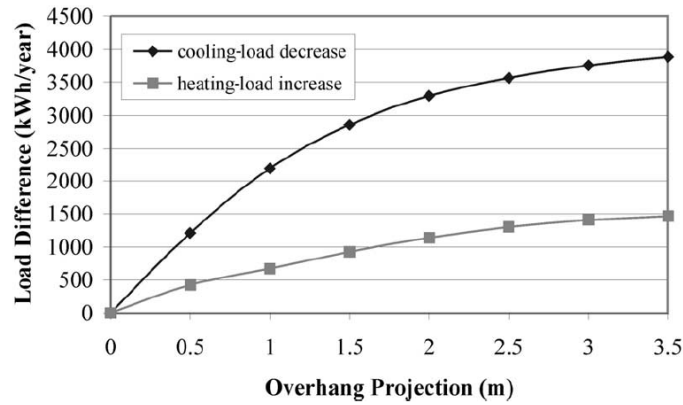


Figura III. 5. Diferencia entre la carga de calefacción y refrigeración en función de la proyección del voladizo

El uso de sistemas móviles de sombreado es beneficioso. Además de su influencia en el comportamiento térmico del edificio como se señalaba anteriormente, el uso de estos dispositivos permite optimizar el aprovechamiento de la luz natural y, por ende, disminuir el consumo energético. Tzempelikos y Athienitis [37] compararon la efectividad de sistemas pasivos fijos de sombreado con un sistema automático simple de sombreado (basado en elementos tipo cortinas móviles). Aumentaron la disponibilidad anual de luz natural un 20 % con este procedimiento, lo que supone ahorros significativos en iluminación.

Los elementos de tipo voladizo evitan la entrada de radiación directa a través de la ventana a ciertas horas del día. Esto supone una ventaja en la regulación de la entrada de excesivo calor e iluminación natural, figura III.6.

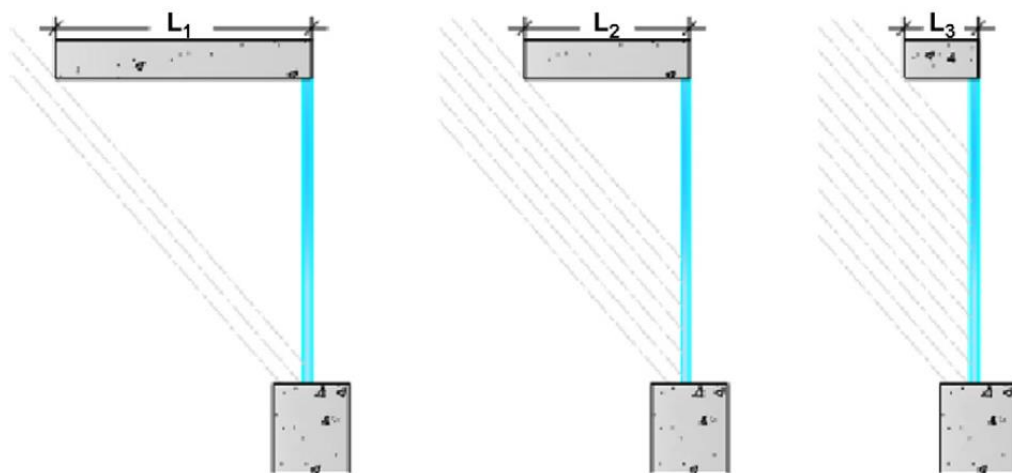


Figura III. 6. Influencia de la longitud del voladizo

Florides et al. [42] cuantificaron el efecto de la longitud del voladizo en la demanda energética del edificio. A medida que la longitud aumenta, se reduce la demanda de refrigeración en verano y se aumenta la demanda de calefacción en invierno. Robert y Jones [37] midieron el ratio entre las dimensiones del voladizo y la radiación solar en invierno. Su estudio describe un método para calcular las dimensiones óptimas del voladizo para un emplazamiento determinado. Si se superan dichas dimensiones las pérdidas de calor en invierno no se compensan con la reducción de la radiación solar en verano.

III.1.5.3.2. Auto-sombreado

Un diseño apropiado de edificio debe conseguir que edificio pueda proporcionarse sombra por sí mismo, sin la acción de otros elementos (edificios adyacentes, por ejemplo). Esto puede ser especialmente beneficioso en el caso de edificios aislados que pueden recibir grandes cantidades de radiación solar, por ello la concepción de los edificios considerando el efecto del auto-sombreado es relevante [37].

La solución constructiva más utilizada es la construcción de edificios en forma de pirámide invertida [43], un ejemplo emblemático de este tipo de edificios es el Tempe City Hall, Arizona, figura III.7.



Figura III. 7. Tempe City Hall, Arizona

Un inconveniente de este tipo de geometría es que la radiación solar que incide en las ventanas es menor que con otro tipo de configuraciones y esto supone que las ventanas se deben ser mayores que en otras soluciones constructivas para tener niveles de iluminación natural similares. Esta problemática se puede resolver con otro tipo de soluciones constructivas como el uso de pirámides invertidas escalonadas, un ejemplo de esto es el edificio Bank of Israel, figura III.8.



Figura III. 8. Bank of Israel

Nótese que dependiendo del grado de inclinación de la fachada el periodo de sombreado tiene diferentes duraciones. Cuando el ángulo es mayor, el edificio permanece con sombra durante más tiempo. Por este motivo, el uso de fachadas diseñadas con el objetivo de conseguir un auto-sombreamiento en el edificio únicamente son útiles cuando se desea un sombreado durante pocas horas al día, en caso contrario, la inclinación de la fachada debería ser excesiva para conseguir este efecto.

III.1.5.4. Beneficios energéticos asociados al sombreado en climas fríos

La cantidad de luz solar que entra en un edificio a través de las ventanas depende de la latitud, del clima, del emplazamiento, del ángulo de incidencia de la radiación solar, de la

obstrucción creada por otros edificios y de la energía reflejada por elementos vecinos [44]. El procedimiento empleado para estudiar la disponibilidad de la luz solar en una localización específica se puede clasificar en métodos gráficos [45], métodos de simulación por ordenador, etc.

III.1.5.4.1. Sombreamiento derivado de edificios colindantes

Según Littlefair [45], las pérdidas de luz solar y las ganancias de energía térmica derivadas de construcciones (edificios) colindantes son parámetros a considerar en edificios construidos en grandes ciudades. Edificios grandes y otro tipo de construcciones cercanas pueden afectar a la distribución de luz natural dentro de un edificio e interrumpir o bloquear la entrada de luz solar. La figura III.9 es un ejemplo del denominado ángulo de obstrucción (25° para este ejemplo en concreto) [46].

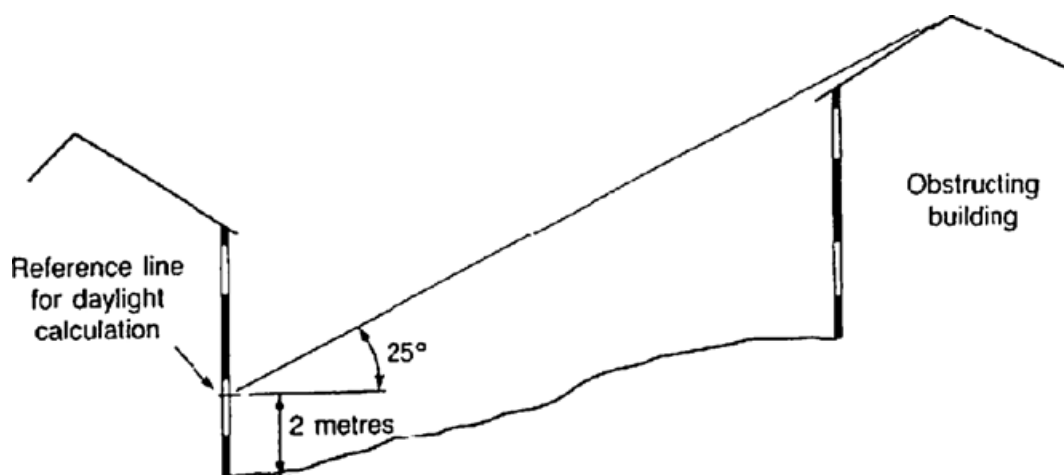


Figura III. 9. Concepto de ángulo de obstrucción

Se requieren más estudios de como las construcciones colindantes pueden afectar (a otra construcción en concreto) en la recepción de radiación difusa. A medida que las zonas metropolitanas se masifican, los métodos actuales de cálculo de la radiación solar obstruida por construcciones colindantes se vuelven menos precisos.

El llamado ángulo de obstrucción, citado anteriormente, se puede obtener mediante métodos gráficos, y su efecto se puede analizar empleando diagramas que representan la evolución de la trayectoria solar. En la figura III.10 [45], se muestra un diagrama de la trayectoria solar para los distintos meses del año para una latitud de 55°, y muestra el impacto de ángulos de

obstrucción de 10° y de 40°. Se puede concluir que, un ángulo de obstrucción de 10° permite que la fachada del edificio reciba la mayoría de la radiación solar, mientras que un ángulo de obstrucción de 40° bloquea la luz solar desde septiembre hasta marzo.

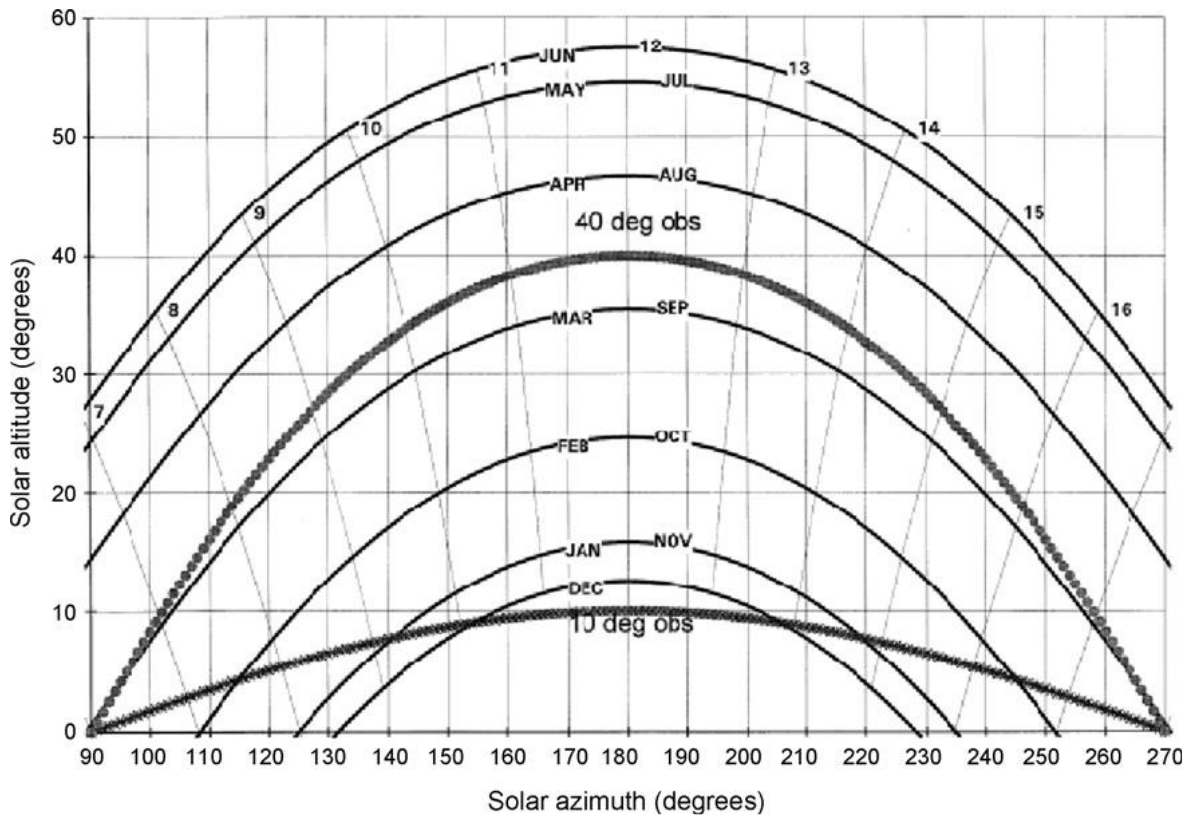


Figura III. 10. Diagrama de trayectorias solares

Es posible designar los valores límite para ángulos de obstrucción ocasionados por elementos vecinos. Cuando se superan estos ángulos, los ocupantes de los edificios perciben una reducción de la luz solar, con el consecuente incremento en la demanda de luz artificial.

La tabla III.4 muestra los valores máximos del ángulo de obstrucción para que un edificio pueda mantener unos niveles suficientes de luz solar incidente, en función de la latitud del emplazamiento. Se puede concluir que a medida que aumenta la latitud del emplazamiento del edificio el ángulo de obstrucción máximo aconsejado disminuye. Es decir, en latitudes ubicadas muy al norte (o muy al sur) es deseable tener menos construcciones adyacentes que puedan impedir o bloquear la radiación solar recibida por el edificio.

Tabla III. 4. Valores máximos del ángulo de obstrucción en función de la latitud

Latitud	Clima	Ángulo de obstrucción
35	Mediterráneo	40
40	Mediterráneo cálido	35
45	Templado	30
50	Templado	25
55	Moderadamente frío	22
60	Sub-Ártico	20

III.1.6. Mecanismos de transmisión de calor

Para la consulta y estudio de los mecanismos de transmisión de calor que se describen a continuación se recomiendan las siguientes fuentes bibliográficas: [47], [48].

III.1.6.1. **Conducción**

Cuando existe un gradiente de temperatura en un cuerpo aparece un flujo de calor desde un punto de mayor temperatura hasta un punto de menor temperatura. Se puede afirmar que ese flujo de calor es proporcional a dicho gradiente de temperatura:

$$\frac{q_x}{A} \sim \frac{\partial T}{\partial x}$$

Donde:

- q_x : flujo de calor por conducción en la coordenada x consecuencia de que existe un gradiente de temperatura [W].
- A : superficie de intercambio [m^2]. Al cociente q_x/A se le denomina densidad de flujo de calor [W/m^2].
- $\frac{\partial T}{\partial x}$: gradiente de temperatura en la coordenada x (coordenada donde se produce el flujo de calor) [$^{\circ}C/m$].

La constante de proporcionalidad que relaciona el gradiente de temperatura con el flujo de calor es una propiedad del material donde se produce la transmisión de calor por conducción y recibe el nombre de conductividad térmica, k , ecuación (E – III. 9).

$$q_x = -k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (E - III. 9)$$

La ecuación ($E - III. 9$) recibe el nombre de Ley de Fourier. El signo menos deriva de que el signo del operador gradiente y del flujo de calor son opuestos. El operador gradiente es positivo en el sentido de aumento de la propiedad, es decir, el gradiente es positivo de menos a más temperatura.

Por otro lado, el flujo de calor transcurre de más temperatura a menos temperatura como se introducía anteriormente. En algunos textos el signo menos se justifica señalando que se requiere para que se cumpla el segundo principio de la termodinámica.

Tomando como base la Ley de Fourier, se desea obtener una ecuación que describa la transmisión de calor en cualquier sólido. Para ello, se considera el sólido de la figura III.11.

Se trata de un sólido unidimensional. Si el problema se considera como estacionario, la temperatura no cambia con el tiempo, entonces el problema se puede resolver integrando la Ley de Fourier. Sin embargo, si la temperatura cambia con el tiempo, o si existe una fuente de generación de calor dentro del sólido, la situación es mucho más compleja y se requiere de una ecuación mucho más generalista que la Ley de Fourier.

Para el desarrollo de esta deducción se considera que existe una fuente de generación de calor en el interior del sólido y se considera régimen no estacionario, es decir, la temperatura puede cambiar con el tiempo. Con estas hipótesis se selecciona un elemento infinitesimal en el sólido dx , figura III.11.

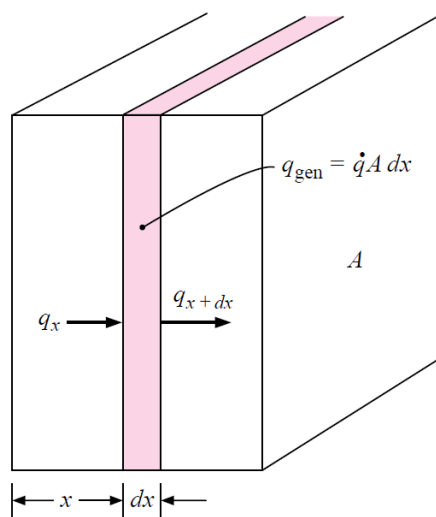


Figura III. 11. Planteamiento de un balance de energía a un elemento diferencial contenido en un sólido considerando el problema unidimensional

Sobre dicho elemento diferencial se aplica un balance de energía ($E - III. 10$):

$$q_x + q_{gen} = q_{x+dx} + \frac{dE}{dt} \quad (E - III. 10)$$

Donde:

- $q_{(i-1)}$: flujo de calor transmitido por conducción en la cara del sólido x [W].
- q_{gen} : tasa de generación de calor [W].
- $\frac{dE}{dt}$: variación de la energía interna con el tiempo [W].
- $q_{(i+1)}$: flujo de calor transmitido por conducción en la cara del sólido $x + dx$ [W].

Las contribuciones del balance anterior son las siguientes:

$$q_x = -k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_{gen} = \dot{q} \cdot A \cdot dx$$

$$\frac{dE}{dt} = \rho \cdot c \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx$$

$$q_{x+dx} = -k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x_{x+dx}} = -A \cdot \left[k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right]$$

Siendo:

- \dot{q} : generación de calor por unidad de volumen [W/m^3].
- c : calor específico del material [$J/(kg \cdot ^\circ C)$].
- ρ : densidad [kg/m^3]

Substituyendo las contribuciones anteriores en la ecuación ($E - III. 10$):

$$-k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \dot{q} \cdot A \cdot dx = \rho \cdot c \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx - A \cdot \left[k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right]$$

Reagrupando términos se obtiene la ecuación ($E - III. 11$).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (E - III. 11)$$

La ecuación ($E - III. 11$) es la ecuación general de transmisión de calor por conducción unidimensional. Para considerar el caso más genérico posible, es decir, varias dimensiones,

es necesario considerar en el elemento diferencial que se tienen inputs y outputs de flujos de calor en otras dimensiones además de la coordenada x.

El elemento diferencial seleccionado para desarrollar el balance depende del sistema de coordenadas elegido: coordenadas cartesianas, coordenadas cilíndricas o coordenadas esféricas. Para el caso de coordenadas cartesianas el elemento diferencial empleado para desarrollar el balance se muestra en la figura III.12. A continuación, se vuelve a aplicar un balance al elemento diferencial de la figura III.12.

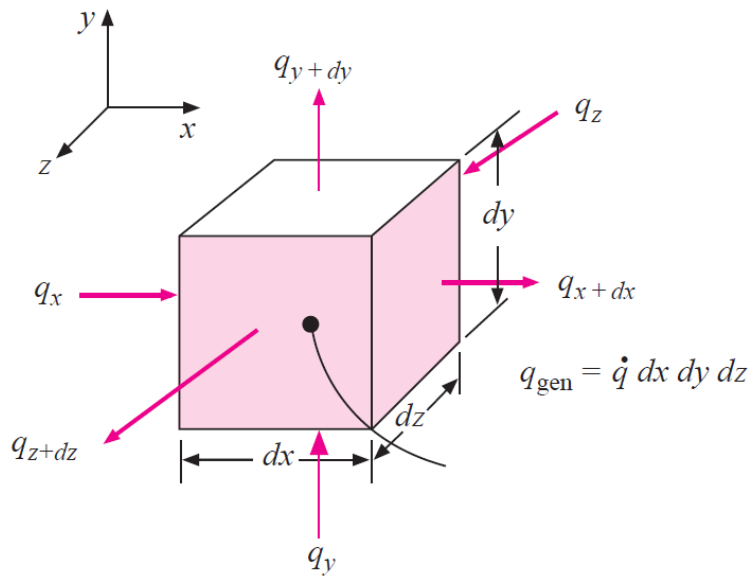


Figura III. 12. Elemento diferencial para plantear el balance en coordenadas cartesianas

Este balance viene dado por la ecuación (E – III. 12).

$$q_x + q_y + q_z + q_{gen} = q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz} + \frac{dE}{dt} \quad (E - III. 12)$$

Las cantidades que se muestran en la ecuación se corresponden con las siguientes expresiones:

$$q_x = -k \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_{x+dx} = - \left[k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right] \cdot dy \cdot dz$$

$$q_y = -k \cdot dx \cdot dz \cdot \frac{\partial T}{\partial y}$$

$$q_{y+dy} = - \left[k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy \right] \cdot dx \cdot dz$$

$$q_z = -k \cdot dx \cdot dy \cdot \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$q_{z+dz} = - \left[k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) dz \right] \cdot dx \cdot dy$$

$$q_{gen} = \dot{q} \cdot dx \cdot dy \cdot dz$$

$$\frac{dE}{dt} = \rho \cdot c \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Nótese que los flujos de calor que requieren evaluar el gradiente de temperatura en $x + dx$ (o el cualquier otra coordenada) se expresan mediante los dos primeros términos del desarrollo de Taylor.

Substituyendo estas expresiones en la ecuación (E – III. 12) y reagrupando se obtiene la ecuación general de transmisión por conducción considerando: generación de calor en el sólido, régimen transitorio y sólido tridimensional.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (E - III. 13)$$

Si se considera que el medio es homogéneo e isótropo entonces se afirma que las propiedades físicas del sólido (la conductividad térmica, por ejemplo) son las mismas en todos los puntos del mismo y no dependen de la dirección en que se midan. Es decir:

$$k \neq k(x, y, z)$$

Con esta consideración, la ecuación (E – III. 13) se puede expresar como la ecuación (E – III. 14)

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (E - III. 14)$$

Donde aparece una nueva magnitud, resultado de la combinación de varias propiedades del material (α), denominada difusividad térmica. Cuanto mayor sea el valor de este parámetro más rápida será la difusión de calor a través del material. La difusividad se define en la ecuación (E – III. 15).

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c} \quad (E - III.15)$$

La ecuación (E – III.13) se puede expresar en otros sistemas de coordenadas. La ecuación (E – III.16) se aplica en coordenadas cilíndricas y la ecuación (E – III.17) se aplica en coordenadas esféricas. Los diferentes sistemas de coordenadas asociados a las diferentes geometrías se muestran en la figura.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k \cdot r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (E - III.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(k \cdot r^2 \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \cdot \sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) \\ + \frac{1}{r^2 \cdot \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \cdot \sin \theta \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \end{aligned} \quad (E - III.17)$$

A continuación, en la figura y en la figura se muestran los elementos diferenciales asociados a los sistemas de coordenadas cilíndricas y esféricas respectivamente.

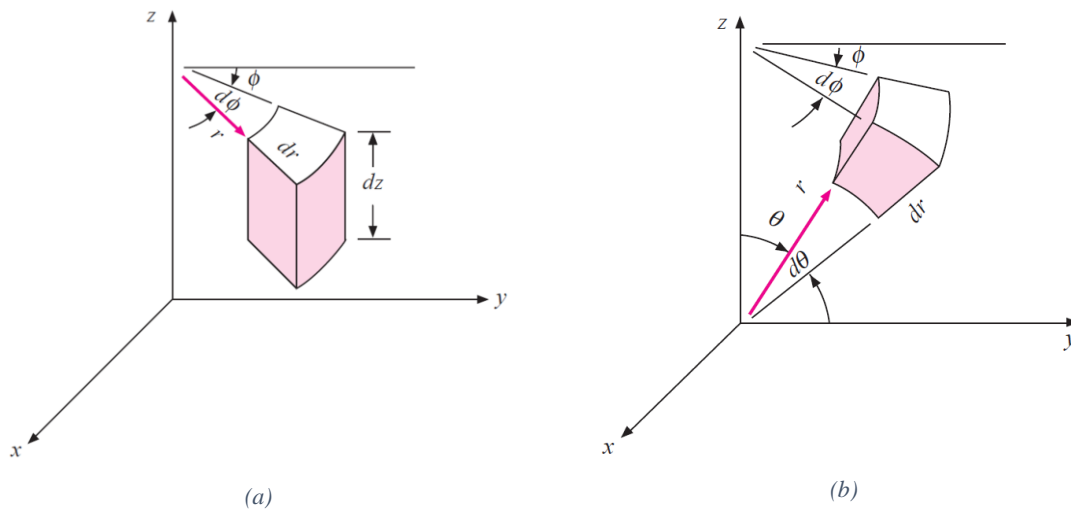


Figura III. 13. (a) elemento diferencial para plantear el balance en coordenadas cilíndricas, (b) elemento diferencial para plantear el balance en coordenadas esféricas

Si se considera que el medio es homogéneo e isótropo y, por ende, la conductividad térmica se puede considerar constante, las ecuaciones (E – III.16) y (E – III.17) se pueden expresar como (E – III.18) y (E – III.19) respectivamente.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (E - III. 18)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2} (r \cdot T) + \frac{1}{r^2 \cdot \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{1}{r^2 \cdot \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\dot{q}}{k} \\ = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \end{aligned} \quad (E - III. 19)$$

Resolver esta ecuación implica conocer el perfil de temperatura en el interior del sólido, es decir:

$$T = T(x, y, z, t)$$

No obstante, para resolver cualquiera de estas ecuaciones se necesita al menos una condición inicial (si el problema es transitorio) y n condiciones de contorno en función del orden de las derivadas parciales y del número de coordenadas dependientes del problema. El número de condiciones de contorno necesarias para resolver la ecuación de general de transmisión de calor por conducción se puede deducir mediante la ecuación (E - III. 20).

$$N_{cc} = C_{t=0} + \sum_i \Theta_i \quad (E - III. 20)$$

Siendo:

- N_{cc} : número de condiciones de contorno necesarias para resolver la ecuación general de transmisión de calor por conducción.
- $C_{t=0}$: término que contempla la necesidad (o no) de considerar una condición inicial para resolver el problema. Este término toma valor 0 si el problema es estacionario (no se requiere una condición inicial porque en régimen estacionario no hay dependencia de las variables, en este caso temperatura, con el tiempo) o toma valor 1 si el problema es transitorio (como el término transitorio es una derivada parcial de primer orden siempre, únicamente se necesita una condición de contorno).
- $\sum_i \Theta_i$: este sumatorio considera que la temperatura puede depender de varias variables independientes (que no sean el tiempo) y cada variable puede tener una derivada parcial con un orden diferente. Θ_i hace referencia al orden (máximo) de la derivada parcial de la temperatura respecto a la coordenada i .

A continuación, se comentan cuatro casos particulares derivados de la ecuación ($E - III.13$) para diferentes casuísticas. El primer caso viene dado por la ecuación ($E - III.21$) y se corresponde con un problema en coordenadas cartesianas, unidimensional, estacionario y sin fuente de generación de calor. El segundo caso viene dado por la ecuación ($E - III.22$) y se corresponde con un problema en coordenadas cilíndricas, estacionario, unidimensional y sin fuente de generación de calor. El tercer caso viene dado por la ecuación ($E - III.23$) y se corresponde con un problema en coordenadas cartesianas, estacionario, unidimensional y con fuente de generación de calor. Finalmente, el cuarto caso viene dado por la ecuación ($E - III.24$) y se corresponde con un problema en coordenadas cartesianas, estacionario, bidimensional y sin fuente de generación de calor.

$$\frac{d^2T}{dx^2} = 0 \quad (E - III.21)$$

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0 \quad (E - III.22)$$

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (E - III.23)$$

$$\frac{\partial^2T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2T}{\partial y^2} = 0 \quad (E - III.24)$$

A continuación, se aplica la ecuación ($E - III.20$) a cada uno de los siguientes casos:

$$N_{cc,caso\ 1} = 0 + (2) = 2$$

$$N_{cc,caso\ 2} = 0 + (2) = 2$$

$$N_{cc,caso\ 3} = 0 + (2) = 2$$

$$N_{cc,caso\ 4} = 0 + (2 + 2) = 4$$

En la tabla III.5 se muestran los diferentes tipos de condiciones de contorno que se pueden plantear en función de la naturaleza del problema a resolver o de la información conocida. Existen cuatro tipos de condiciones de contorno:

- Condición de contorno de primera especie: se fija la temperatura en una determinada superficie del sólido.
- Condición de contorno de segunda especie: se fija un flujo de calor en una superficie del sólido.
- Condición de contorno de segunda especie homogénea: se trata de un caso particular de la condición de contorno de segunda especie, se fija un flujo de calor nulo en una superficie del sólido.
- Condición de contorno de tercera especie: se calcula un flujo de calor por conducción en una superficie (en contacto con otro medio, con un fluido) del sólido.

Tras el desarrollo anterior de la ecuación general de la transmisión de calor por conducción, a continuación, se deduce el perfil de temperaturas que se puede obtener en el cerramiento (la envolvente) de un edificio. Para ello se recurre a la ecuación ($E - III. 21$), que recordarse se corresponde con el caso de régimen estacionario, transmisión de calor unidimensional, no existe fuente de generación (o absorción de calor) y se considera el medio homogéneo e isótropo (conductividad térmica constante, ya que no se considera su variación con la temperatura).

Como se ha señalado anteriormente, para resolver esta ecuación se requieren dos condiciones de contorno. Se considera que se resuelve una placa de espesor (e), un cerramiento se puede abordar como una sucesión de placas de diferentes espesores y materiales, figura III.14.

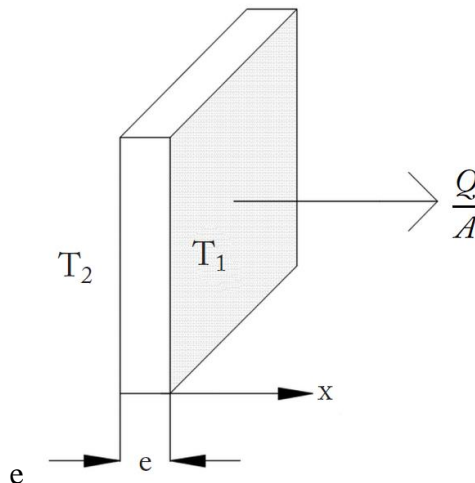


Figura III. 14. Transmisión de calor por conducción a través de una placa

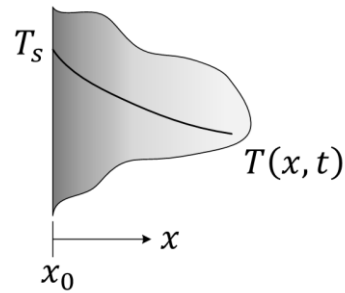
Tabla III. 5. Condiciones de contorno

1. Temperatura constante:

(primera especie)

$$T(x_0, t) = T_s$$

$$(E - III. 25)$$

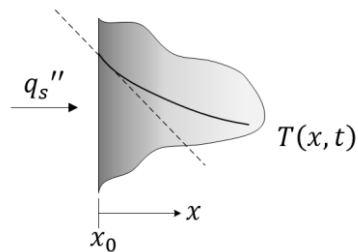


2. Flujo de calor constante:

(segunda especie)

$$-k \frac{\partial T}{\partial x}_{x=x_0} = q_s''$$

$$(E - III. 26)$$

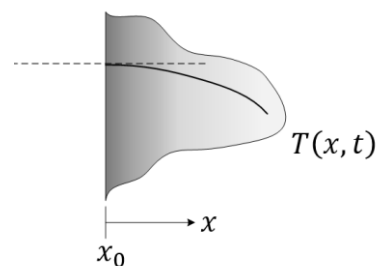


3. Superficie aislada (adiabática):

(segunda especie homogénea)

$$\frac{\partial T}{\partial x}_{x=x_0} = 0$$

$$(E - III. 27)$$

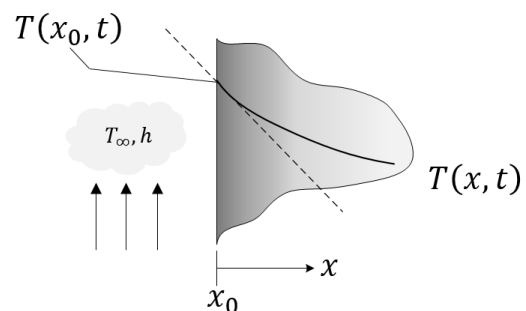


4. Convección:

(tercera especie)

$$-k \frac{\partial T}{\partial x}_{x=x_0} = h \cdot [T_\infty - T(x_0, t)]$$

$$(E - III. 28)$$



Si se consideran como condiciones de contorno que las temperaturas superficiales de la placa son conocidas el proceso de integración se muestra a continuación. Se parte de:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = 0$$

Tras una integración:

$$\frac{dT}{dx} = C_1$$

Tras la segunda integración:

$$\frac{dT}{dx} = C_1 \rightarrow \int dT = \int C_1 \cdot dx$$

$$T = C_1 \cdot x + C_2$$

Donde C_1 y C_2 son dos constantes que surgen en el proceso de integración y que se determinan con las condiciones de contorno. En este caso, las dos condiciones de contorno son condiciones de contorno de primera especie, concretamente:

$$T(x = 0) = T_1$$

$$T(x = e) = T_2$$

Substituyendo en el perfil:

$$T(x = 0) = T_1 \rightarrow T = C_1 \cdot x + C_2 \rightarrow \boxed{C_2 = T_1}$$

$$T(x = e) = T_2 \rightarrow T = C_1 \cdot x + C_2 \rightarrow T_2 = C_1 \cdot e + T_1 \rightarrow \boxed{C_1 = \frac{(T_2 - T_1)}{e}}$$

Substituyendo las constantes en el perfil de temperatura se obtiene el perfil de temperatura en la placa, ecuación (E – III. 29).

$$T(x) = \frac{(T_2 - T_1)}{e} \cdot x + T_1 \quad (E - III. 29)$$

Por otro lado, si se aplica la ley de Fourier a la placa se tiene que:

$$q_x = -k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \rightarrow \frac{q_x}{A} = -k \frac{(T_2 - T_1)}{e} = k \frac{(T_1 - T_2)}{e}$$

Se puede plantear una analogía entre la ley de Ohm y el flujo de calor asociado a una placa, la analogía se muestra en la ecuación (*E – III. 30*).

$$I = \frac{\Delta V}{R} \rightarrow \text{Ley de Ohm} \tag{E – III. 30}$$
$$q_x = A \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{(e/k)} \rightarrow \text{Ley de Fourier aplicada a una placa}$$

Donde:

- *I*: intensidad (corriente eléctrica) que circula a través de un material conductor [*A*].
- ΔV : diferencia de potencial (diferencia de tensión) aplicada al conductor [*V*].
- *R*: resistencia que opone el material (el conductor) a que circule una corriente eléctrica a través de este [Ω].

El flujo de calor que atraviesa un cuerpo se asemeja con la intensidad que circula a través del conductor. La fuerza impulsora que hace que circule una corriente eléctrica a través de un conductor es la diferencia de tensión que experimenta ese conductor, de la misma manera que el flujo de calor que circula a través de un cuerpo depende de la diferencia de temperaturas entre dos zonas (superficies o puntos) de dicho cuerpo. Finalmente, de la misma manera que un conductor ofrece una resistencia al paso de la corriente eléctrica, un cuerpo cualquiera ofrece una resistencia al paso de un flujo de calor por el mismo. La resistencia a la transmisión de calor por conducción a través de una placa, deducida a través de dicha analogía, viene dada por la ecuación (*E – III. 31*).

$$R_{cond} = \frac{e}{k \cdot A} \tag{E – III. 31}$$

La resistencia, tal y como se define en la ecuación (*E – III. 31*) tiene unidades de [*K/W*]. No obstante, es habitual operar con la resistencia térmica por conducción por unidad de área (*R · A*). La resistencia por unidad de área tiene unidades de [$m^2 \cdot K/W$]. La utilidad de definir la resistencia por unidad de área es que su inversa es la transmitancia térmica, ecuación (*E – III. 32*).

En la ecuación (*E – III. 32*), la transmitancia térmica sólo contempla el fenómeno de conducción, no obstante, puede contemplar tanto conducción, convección y radiación si se consideran las resistencias de todos los fenómenos como se desarrollará posteriormente. La transmitancia térmica tiene unidades de [$W/m^2 \cdot K$].

$$U = \frac{1}{(R \cdot A)} \quad (E - III. 32)$$

Si se consideran varias resistencias, bien porque se tiene un cerramiento compuesto por varias placas de espesores y conductividades diferentes o porque se consideran varios fenómenos o procesos de transmisión de calor en serie, la transmitancia térmica global se calcula mediante la ecuación (E – III. 33).

$$U_g = \frac{1}{A \cdot \sum R} \quad (E - III. 33)$$

III.1.6.2. Convección

La transmisión de calor por convección está asociada al intercambio de energía (calor) que ocurre entre la superficie de un sólido y un fluido, ya esté en reposo o en movimiento.

Existe otro caso de convección asociada al cambio de fase del propio fluido, sin embargo, este último caso no entra en el ámbito de este trabajo y, por tanto, no se desarrolla.

Si el fluido está en movimiento (posee una velocidad u_∞) la convección se define como convección forzada. En caso contrario, si el fluido está en reposo la convección viene dada por cambios en la densidad que experimenta el fluido (este es el caso de un radiador de calefacción), este caso se define como convección natural.

La ley que rige la transmisión de calor por convección es la ley de enfriamiento de Newton, que relaciona el flujo de calor con la temperatura de la superficie en contacto con el fluido y la temperatura del fluido sin perturbar, ecuación (E – III. 34).

$$\frac{q_c}{A} = h_c \cdot (T_s - T_\infty) \quad (E - III. 34)$$

Donde:

- q_c : flujo de calor asociado a la convección, [W].
- A : superficie de intercambio, [m^2].
- h_c : coeficiente de película, [$W/m^2 \cdot K$].
- T_s : temperatura de la superficie del sólido en contacto con el fluido donde se produce la convección, [°C].

- T_{∞} : temperatura del fluido sin perturbar (lejos de la superficie del sólido), [°C].

El coeficiente de película es el coeficiente que caracteriza la convección, cuanto mayor es el coeficiente más calor se puede disipar (es decir, más eficiente es la transmisión de calor).

Como regla general se puede afirmar que los coeficientes de película son varios órdenes de magnitud mayores en convección forzada que en convección natural y en líquidos que en gases.

El coeficiente de película se puede obtener por diversos métodos: se puede medir experimentalmente, se puede obtener mediante programas de simulación como Fluent aplicando técnicas CFD (Computational Fluids Dynamics) o se puede calcular de manera analítica mediante correlaciones de números adimensionales.

Las técnicas CFD permiten optimizar modelos para calcular los coeficientes de película en geometrías de edificios tan complicadas como se desee. Algunos autores han propuesto modelos para el cálculo de coeficientes de película en fachadas. Este tipo de técnica también es útil a la hora de diseñar instalaciones en edificios, un ejemplo son las instalaciones de ventilación, estudios como el de sirven para optimizar el diseño de instalaciones de ventilación en edificación [49], [50], [51].

Para calcular el coeficiente de película mediante correlaciones se requiere del cálculo de números adimensionales.

Los números adimensionales son números que no presentan unidades y comparan dos tipos de fenomenología. Por ejemplo, el número de Reynolds compara fuerzas de inercia respecto a fuerzas viscosas. Valores muy elevados del número de Reynolds indican que predominan las fuerzas de inercia respecto a las fuerzas viscosas (régimen turbulento), en caso contrario, valores muy bajos indican que predominan las fuerzas viscosas respecto a las fuerzas de inercia (régimen laminar).

Dependiendo de si se trata convección natural o convección forzada, las correlaciones para calcular el coeficiente de película utilizan diferentes números adimensionales.

Para el caso de convección forzada se tienen correlaciones de la forma:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Mientras que para el caso de convección natural:

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Siendo Re , Pr , Gr y Nu los números de Reynolds, Prandtl, Grashof y Nusselt. Estos números vienen dados por las ecuaciones (E – III.35), (E – III.36), (E – III.37) y (E – III.38) respectivamente.

$$Re = \frac{u_{\infty} \cdot \rho \cdot L_{car}}{\mu} = \frac{\text{Fuerzas inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} \quad (E - III.35)$$

Donde:

- Re : número de Reynolds.
- u_{∞} : velocidad del fluido sin perturbar, [m/s].
- ρ : densidad del fluido, [kg/m³].
- L_{car} : longitud característica de la geometría del problema, por ejemplo, el diámetro interior para el caso de una tubería, [m].
- μ : viscosidad dinámica del fluido, [Pa · s].

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\text{Transporte molecular del movimiento}}{\text{Transporte molecular del calor}} \quad (E - III.36)$$

Donde:

- Pr : número de Prandtl.
- C_p : calor específico del fluido a presión constante, [J/(kg · K)].
- k : conductividad térmica del fluido, [W/(m · K)].
- μ : viscosidad dinámica del fluido, [Pa · s].
- v : viscosidad cinemática del fluido, [m²/s].
- α : difusividad térmica del fluido, [m²/s].

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{\infty}) \cdot L_{car}}{\nu^2} = \frac{\text{Fuerzas de Empuje}}{\text{Fuerzas viscosas}} \quad (E - III.37)$$

Donde:

- Gr : número de Grashof.
- g : aceleración de la gravedad, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

- β : coeficiente de dilatación térmica, [K^{-1}].
- T_s : temperatura de la superficie del sólido, [$^{\circ}C$].
- T_{∞} : temperatura del fluido sin perturbar (lejos de la superficie del sólido), [$^{\circ}C$].
- L_{car} : longitud característica de la geometría del problema, por ejemplo, el diámetro interior para el caso de una tubería, [m].
- ν : viscosidad cinemática del fluido, [m^2/s].

$$Nu = \frac{h_c \cdot L_{car}}{k} = \frac{\text{Calor por convección}}{\text{Calor por conducción}} \quad (E - III.38)$$

Donde:

- Nu : número de Nusselt.
- h_c : coeficiente de película, [$W/(m^2 \cdot K)$].
- L_{car} : longitud característica de la geometría del problema, por ejemplo, el diámetro interior para el caso de una tubería, [m].
- k : conductividad térmica del fluido, [$W/(m \cdot K)$].

Finalmente, a la ley de enfriamiento de Newton también se le puede aplicar la analogía de la ley de Ohm, ecuación.

$$I = \frac{\Delta V}{R} \rightarrow \text{Ley de Ohm} \quad (E - III.39)$$

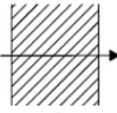
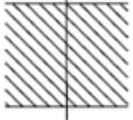
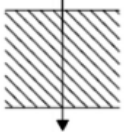
$$q_c = A \cdot h_c \cdot (T_s - T_{\infty}) \rightarrow \text{Ley de enfriamiento de Newton}$$

Por comparativa se deduce que, la resistencia asociada a la transmisión de calor por convección es, ecuación (E - I.).

$$R_{conv} = \frac{1}{h_c \cdot A} \quad (E - III.40)$$

El Documento de Apoyo al Documento Básico Ahorro de energía DA DB HE/1 proporciona los valores de las resistencias de convección interiores y exteriores en función de la dirección y sentido del flujo de calor a través del cerramiento y de la velocidad del aire (en reposo: interior; en movimiento: exterior). Los valores se muestran en la tabla.

Tabla III. 6. Valores de coeficientes de película para diferentes configuraciones de cerramientos propuestos por el CTE

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		R_{se}	R_{si}
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $> 60^\circ$ y flujo horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente		0,04	0,1
Cerramientos horizontales y flujo descendentes (suelo)		0,04	0,17

III.1.6.3. Radiación

El mecanismo de transmisión de calor por radiación tiene dos particularidades respecto a los mecanismos de transmisión de calor por convección y conducción, desarrolladas anteriormente. La primera es que no requiere una diferencia de temperaturas para que exista un flujo de calor asociado a radiación ya que todos los cuerpos, por estar a un nivel térmico por encima de 0 absoluto, emiten energía en forma de radiación. Este axioma constituye la ley de Maxwell. La segunda particularidad es que la radiación no necesita un medio para propagarse. Tanto en la conducción y en la convección se requiere un medio material para que exista la transmisión de calor, ya sea un sólido o un fluido (o ambos). Tanto es así, que parámetros o propiedades características de esos medios materiales: conductividad térmica o coeficiente de película condicionan de manera determinante los procesos de transmisión de calor. Para el caso de la transmisión de calor por radiación, la fenomenología de los procesos se puede explicar mediante la teoría ondulatoria/corpuscular. La teoría ondulatoria explica la propagación, la transmisión y la reflexión mientras que la teoría corpuscular explica la emisión y la absorción por los cuerpos mediante el concepto de fotón (cuanto de luz o cuanto de energía).

La energía que transporta cada fotón se calcula mediante la expresión ($E - III.41$). Se puede concluir que la radiación térmica se transporta en fotones y se comporta como una onda.

$$E = h \cdot \nu \quad (E - III.41)$$

Donde:

- h : constante de Planck, $h = 6,625 \cdot 10^{-34} J \cdot s$.
- ν : frecuencia de la onda (la inversa de la longitud de onda), $[\mu m^{-1}]$.

En la figura III.15 se muestra una representación de los diferentes tipos de radiación asociado a sus longitudes de onda. Se puede concluir que la radiación térmica se encuentra comprendida entre $0,1 \mu m < \lambda < 100 \mu m$.

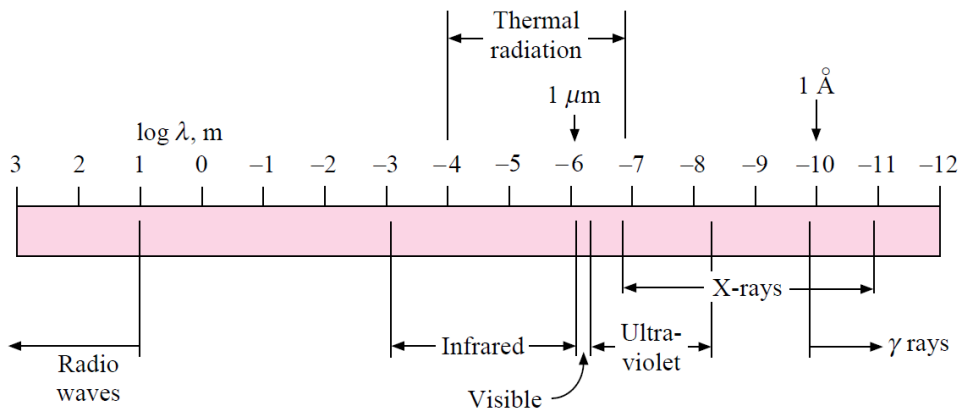


Figura III. 15. Espectro de radiación electromagnética

Cuando la radiación incide sobre una superficie pueden ocurrir tres cosas, la radiación puede ser transmitida, absorbida o reflejada. En la realidad se producen los tres fenómenos simultáneamente. Conocer qué fenómeno es el predominante implica conocer las propiedades de la superficie. En la figura III.16 se muestra esta situación.

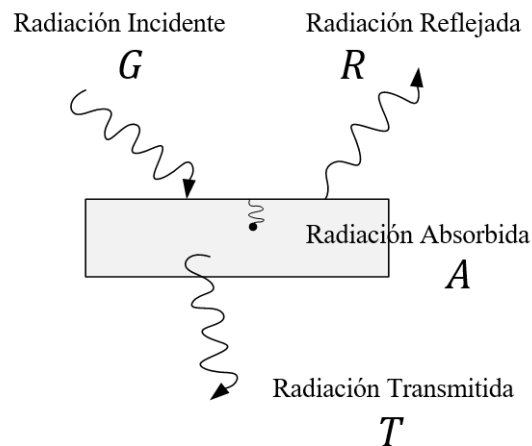


Figura III. 16. Fenómenos que experimenta la radiación al interactuar con una superficie

La fracción de energía que la superficie absorbe, transmite y refleja es la suma del coeficiente de absorción, de reflexión y de transmisión se cumple la ecuación (E – III. 42).

$$G = A + R + T \rightarrow 1 = \frac{A}{G} + \frac{R}{G} + \frac{T}{G} = \alpha + \rho + \tau \quad (E - III. 42)$$

Se pueden clasificar diferentes tipos de superficies en función de los parámetros anteriores. Esta clasificación se muestra en la tabla III.7. Los valores de los coeficientes de absorción, reflexión y transmisión de una superficie dependen de la longitud de onda de la radiación incidente sobre la propia superficie. Esto permite hablar de superficies selectivas, un ejemplo de esto es el vidrio, figura.

Tabla III. 7. Coeficientes de absorción, reflexión y transmisión en función del tipo de superficie

Tipo de superficie	Coefficiente
Negra	$\alpha = 1$
Blanca	$\rho = 1$
Transparente	$\tau = 1$
Opaca	$\tau = 0$

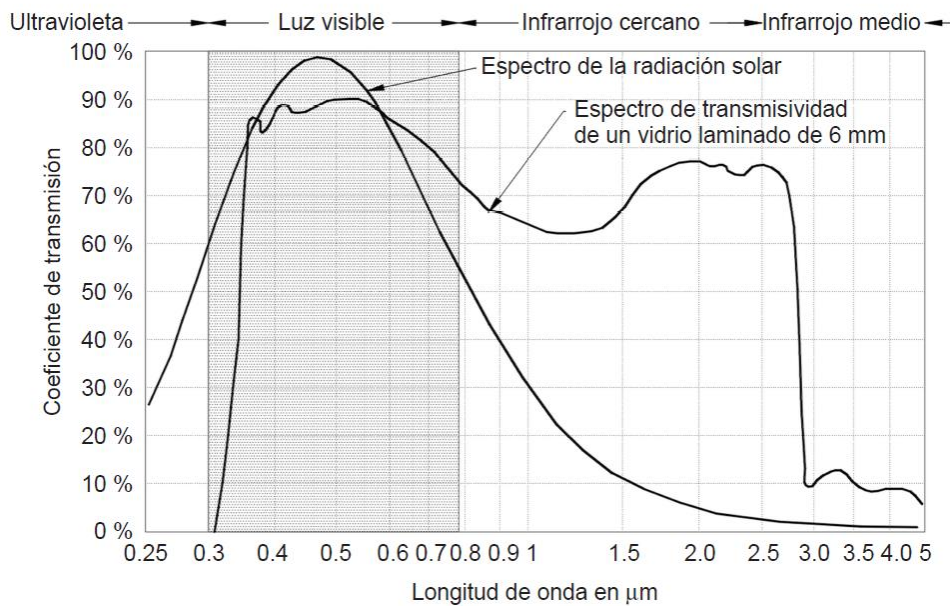


Figura III. 17. Coeficiente de transmisión del vidrio en función de la longitud de onda

Planck fue el primero en aceptar la naturaleza cuántica de la energía radiante. Basándose en principios de la termodinámica estadística cuántica, estableció una ecuación que proporciona

la densidad de energía radiante por unidad de volumen y por unidad de longitud de onda ($E - III.43$).

$$W_{n,\lambda}(T) = \frac{C_1 \cdot \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1} \quad (E - III.43)$$

Donde:

$$C_1 = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot c^2 = 3,74.3 \cdot 10^8 \frac{W \cdot \mu m^4}{m^2}$$

$$C_2 = \frac{h \cdot c}{\sigma} = 1,4387 \cdot 10^4 \mu m \cdot K$$

Siendo:

- h : constante de Planck, $h = 6,625 \cdot 10^{-34} J \cdot s$.
- c : velocidad de la luz, $c = 3 \cdot 10^8 m/s$.
- σ : constante de Boltzmann, $\sigma = 1,38066 \cdot 10^{-23} J/molec \cdot K$.
- λ : longitud de onda.

A partir de la expresión aportada por Planck se puede deducir la ley de Stefan – Boltzmann que afirma que la potencia emisiva desde la superficie de un cuerpo negro es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta. Si se integra la distribución de Planck entre longitudes de onda de 0 y ∞ .

$$W_n = \int_0^\infty W_{n,\lambda} \cdot d\lambda = \int_0^\infty \frac{C_1 \cdot \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1} \cdot d\lambda$$

La solución de esa integral es:

$$W_n = 6,44 \cdot \frac{C_1}{C_2} \cdot T^4$$

La expresión anterior normalmente se expresa como la ecuación ($E - III.44$). Esta ecuación recibe el nombre de ley de Stefan – Boltzmann.

$$W_n = \sigma \cdot T^4 \quad (E - III.44)$$

Desde la ecuación ($E - III.44$) se puede deducir la llamada ley de Stefan – Boltzmann generalizada, aunque para ello primero es necesario introducir el concepto de cuerpo gris. El cuerpo gris se define como un cuerpo de emisividad monocromática ε independiente de la

longitud de onda (se mantiene a lo largo del espectro). Este parámetro se define como el cociente entre la emitancia monocromática (a una determinada longitud de onda) y la emitancia monocromática del cuerpo negro a la misma longitud de onda, ecuación (E – III. 45).

$$\varepsilon = \frac{W_n}{W_{n,\lambda}} = f(T, \lambda) \rightarrow \text{Si es cuerpo gris} \rightarrow \varepsilon = \text{cte} \quad (E - III. 45)$$

Con el concepto de emisividad monocromática de un cuerpo gris, se puede definir la ley de Stefan – Boltzmann generalizada, ecuación (E – III. 46).

$$W_n = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (E - III. 46)$$

Nótese que la distribución de Planck tiene un máximo para una determinada longitud de onda. Este máximo se ve modificado en función de la temperatura, figura III.18. A partir de esta observación se enuncia la llamada ley de desplazamiento de Wien, que dice que la longitud de onda correspondiente a la máxima emitancia monocromática es inversamente proporcional a la temperatura absoluta.

En el espectro de emisión monocromática se observa que las curvas para diferentes temperaturas alcanzan un valor máximo, por lo que la expresión matemática, se obtiene de aplicar la condición de máximo al producto $(\lambda \cdot T)$ en la distribución de Planck.

La ley de desplazamiento de Wien viene dada por la ecuación (E – III. 47).

$$(T \cdot \lambda)_{max} = \frac{C_2}{5} = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ mK} \quad (E - III. 47)$$

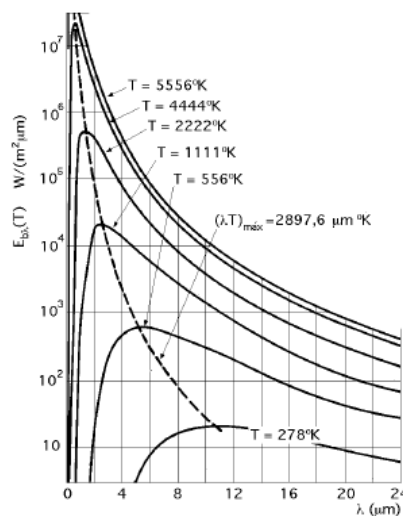


Figura III. 18. Representación gráfica de la ley de desplazamiento de Wien

Con la ley de desplazamiento de Wien se puede concluir que la radiación térmica que emite un cuerpo tiene asociada una longitud de onda que es inversamente proporcional a la temperatura a la que está el cuerpo que emite la radiación. Es decir, un cuerpo que se encuentra a alta temperatura emite radiación térmica en longitudes de onda corta y un cuerpo que emite radiación térmica y se encuentra a baja temperatura lo emite a radiaciones de onda más larga. Por ejemplo, el sol, se puede considerar como un cuerpo negro que emite radiación térmica a 6000K, por tanto, emite radiación a longitudes de onda del orden de $0,5 \mu m$. Sin embargo, un vidrio que se encuentre a la temperatura de confort del edificio (considerada entre 290K y 300 K) emite radiación a longitudes de onda de $10 \mu m$. Esto es relevante ya que el vidrio es transparente a la radiación de longitud de onda corta, es decir, permite el paso de la mayor parte de la irradiación solar que incide sobre este. Sin embargo, el vidrio es opaco a la radiación de longitud de onda larga, es decir, el vidrio permite la entrada de radiación solar pero posteriormente no evacua la radiación que puede acumularse dentro del edificio. Esta variación del coeficiente de transmisión a lo largo del espectro en el vidrio, figura III.17, es la responsable de que se produzca un efecto invernadero en los edificios. Este efecto se utiliza en determinadas aplicaciones de forma deliberada.

Otro concepto importante viene dado por la ley de Kirchhoff, que dice que todo cuerpo es capaz de absorber aquellas radiaciones con la misma longitud de onda que las que dicho cuerpo emite. Para un conjunto cerrado y aislado, se alcanza el equilibrio térmico cuando todos los elementos que componen dicho conjunto o sistema tienen la misma temperatura. Para que esto suceda, debe ocurrir que la energía absorbida por cada uno de ellos debe ser igual a la emitida, para una determinada longitud de onda. Este concepto viene dado por la ecuación (*E – III. 48*).

$$\varepsilon_{\lambda} = \alpha_{\lambda} \quad (E - III. 48)$$

La ley de Kirchhoff dada por la ecuación se puede particularizar para cuerpos grises, obteniendo la ecuación.

$$\varepsilon = \alpha \quad (E - III. 49)$$

Finalmente, es necesario introducir la transferencia de calor entre una superficie y su entorno. Para ello hay que considerar que los cuerpos radian energía por el hecho de estar a una temperatura determinada, a esto se le denomina poder de emisión (*E*). Nótese que, aunque la radiación no necesita de una diferencia de temperaturas para que se produzca, existe un flujo de calor neto del cuerpo más caliente hacia el más frío. Expresado de otra

manera, el cuerpo más caliente tiene un mayor poder de emisión que el cuerpo más frío. Además de la energía que emite el cuerpo, a la superficie de este llega energía radiante que procede de otros cuerpos, a esta contribución se la denomina irradiación (G). Parte de esa energía es reflejada por la superficie. La suma del poder de emisión de la superficie y de la irradiación reflejada recibe el nombre de radiosidad (J), ecuación ($E - III. 50$).

$$J = E + \rho \cdot G \quad (E - III. 50)$$

Para una superficie opaca se tiene que:

$$\tau = 0$$

Por tanto, según la ecuación se puede deducir que:

$$\rho = 1 - \alpha = 1 - \varepsilon$$

Entonces, la radiosidad para una superficie opaca se puede expresar mediante la ecuación ($E - III. 51$).

$$J = E + (1 - \varepsilon) \cdot G \quad (E - III. 51)$$

Al igual que se definía en conducción y convección, en radiación se puede introducir el concepto resistencia. La resistencia térmica equivalente en radiación depende de si se tiene un intercambio radiante entre cuerpos negros o entre cuerpos grises. Para el intercambio radiante entre cuerpos negros se habla de resistencia espacial, esta resistencia viene dada por la ecuación ($E - III. 52$).

$$R_{\text{espacial}} = \frac{1}{A_i \cdot F_{ij}} \quad (E - III. 52)$$

Donde:

- A_i : superficie del cuerpo negro i , [m^2].
- F_{ij} : factor de forma de intercambio radiante, [$adim$].

El factor de forma de intercambio radiante se define como la fracción de radiación emitida por la superficie negra A_i emitida en todas las direcciones con igual intensidad, que es interceptada por la superficie negra A_j (esta superficie representa la superficie de otro cuerpo que participa en el intercambio radiante). La afirmación anterior de que: “la radiación se emite en todas las direcciones con igual intensidad, siendo la intensidad de radiación, la energía emitida por un cuerpo, por unidad de tiempo y ángulo sólido” constituye la ley de

Lambert o ley de la radiación difusa. El factor de forma depende esencialmente de la geometría del problema.

Si el intercambio radiante se hace entre cuerpos grises, además de considerar los factores de intercambio radiante (asociados a la resistencia espacial) es necesario considerar la emisividad de las superficies. La emisividad de las superficies se considera en otra resistencia asociada a la transmisión de calor por radiación denominada resistencia superficial, ecuación (E – III.53).

$$R_{superficial} = \frac{1 - \varepsilon_{ij}}{A_i \cdot \varepsilon_i} \quad (E - III.53)$$

III.1.7. Cargas térmicas

La demanda de energía de un edificio consiste en la suma de cargas térmicas que es necesario vencer en cada uno de los espacios que conforman el edificio. La carga térmica se define como la cantidad de energía, calor, que es necesario suministrar (calefacción) o extraer (refrigeración) para mantener las condiciones de confort dentro del edificio.

Las cargas térmicas se pueden clasificar en:

- **Carga sensible:** si la carga modifica únicamente la temperatura interior del edificio.
- **Carga latente:** si la carga modifica el contenido en humedad del edificio.

Otra posible clasificación de las cargas térmicas es atendiendo a su origen. Se puede hablar de cargas de **origen interno** o de **origen externo**. Las cargas de origen interno están relacionadas con fuentes de generación de calor en el interior del edificio. Las cargas de origen externo están relacionadas con el intercambio térmico a través de la envolvente del edificio. Las cargas de origen interno únicamente dependen de la hora del día porque las fuentes que generan calor (equipos, iluminación, etc.) están asociadas al uso del edificio y a su ocupación. Las cargas de origen externo dependen de la hora del día, del mes del año y de la orientación de la superficie expuesta. A continuación, se muestra una clasificación más detallada de este tipo de cargas, figura III.19.

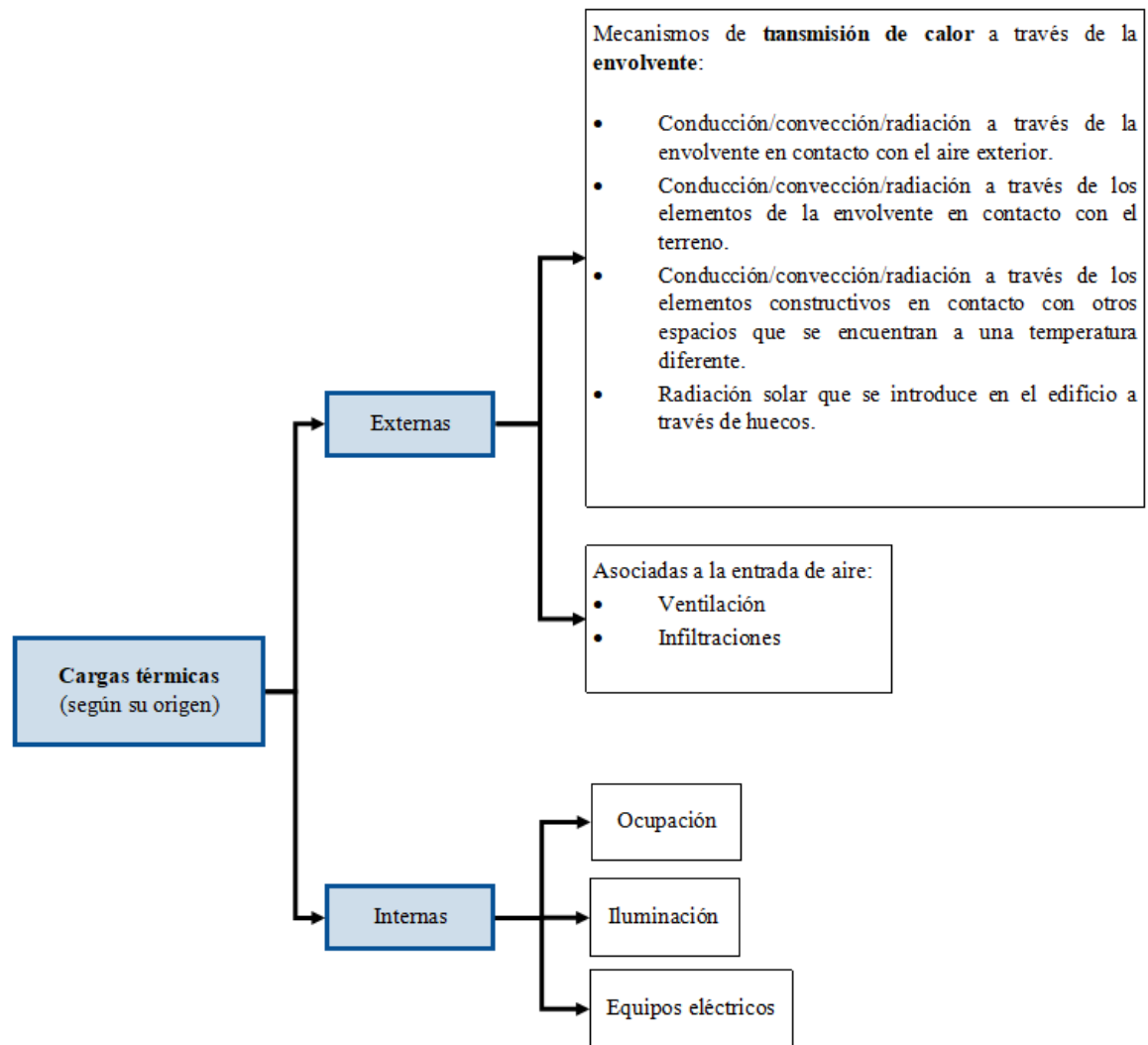


Figura III. 19. Clasificación de cargas térmicas

III.1.8. Flujo de calor a través de los elementos constructivos

Los elementos que constituyen la envolvente térmica del edificio están sometidos a las condiciones climáticas exteriores y a las condiciones interiores que dependen de las condiciones de confort, del uso del edificio, etc.

Para estudiar el comportamiento de los elementos que constituyen la envolvente térmica se emplean unos parámetros.

Estos parámetros son la transmitancia térmica, la inercia térmica y el factor solar.

III.1.8.1. Elementos opacos

Si se definen los elementos opacos desde un punto de vista de la radiación que son capaces de transmitir se tiene que la fracción de radiación transmitida es nula $\tau = 0$. Los elementos opacos de la envolvente térmica están compuestos normalmente por varias capas de diferentes materiales de construcción y, por ende, con diferentes propiedades. Las principales propiedades de los materiales de construcción que afectan a la transmisión de calor son:

- k : conductividad térmica, $[W/m \cdot K]$.
- ρ : densidad, $[kg/m^3]$.
- c_p : calor específico, $[J/kg \cdot K]$.
- μ : factor de resistencia a la difusión de vapor de agua (adimensional).

La conductividad térmica permite caracterizar la resistencia a la transmisión de calor por conducción, como se ha desarrollado anteriormente. Por otro lado, la densidad y el calor específico del material están relacionados con la capacidad de acumulación de energía por parte del material.

El factor de resistencia a la difusión de vapor de agua no es un parámetro relacionado con la transmisión de calor, sino que se utiliza para comprobar el riesgo de condensación de vapor de agua. Los coeficientes de absorción, reflexión y transmisión permiten determinar la transmisión de calor por radiación de la superficie.

Los programas de simulación incluyen estas propiedades de los diferentes materiales a partir de bases de datos. La norma UNE-EN ISO-10456:2012 incluye una tabla de propiedades higrotérmicas de diseño de los materiales que intervienen en la composición de los elementos constructivos de los edificios. Esta información se ha incorporado al Catálogo de Elementos Constructivos del Código Técnico de la Edificación.

En la tabla III.8 se muestra un ejemplo de cerramiento, concretamente se muestra la composición del cerramiento exterior del Aulario Esgueva, el edificio objeto de estudio de este trabajo. En el ámbito de la transmisión de calor, las propiedades de interés del cerramiento que se muestran en la tabla III.8, son la conductividad térmica y el espesor. La resistencia térmica asociada a la conducción para cada capa del cerramiento viene dada por la ecuación ($E - III.53$).

La resistencia total del cerramiento será la suma de todas las resistencias de cada una de las capas del cerramiento, es decir:

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i} \rightarrow R_{\text{cerramiento}} = \sum_{i=1}^{i=n} R_i \quad (E - III. 53)$$

$$R_{\text{cerramiento}} = R_{\text{ladrillo macizo}} + R_{\text{cámara de aire}} + R_{\text{aislante}} \\ + R_{\text{mortero cemento}} + R_{\text{mortero yeso}}$$

Las unidades de las resistencias son $[m^2 \cdot K/W]$, consistente con los valores proporcionados en la tabla III.8.

Tabla III. 8. Composición de un tipo de cerramiento tipo

Capa	e [mm]	λ [W/m · K]	c_p [J/kg · K]	ρ [kg/m ³]	μ [NA]	R_{cond} [m ² · K/W]
Ladrillo macizo LM (1/2 pie)	115	0,991	1000	2170	10	0,116
Cámara de aire sin ventilar	50	0,2725				0,183
Lana mineral (MW)	55	0,031	[no]	[no]	1	1,774
Mortero de cemento	10	1,8	1000	> 2000	10	0,006
Tabicón de LH doble	60	0,432	1000	930	10	0,139
Mortero de yeso	10	0,8	1000	< 1600	6	0,013

Nótese que en la expresión anterior no se considera las resistencias a la convección tanto exterior como interior, si se consideran todas las resistencias térmicas de conducción asociadas al cerramiento y las resistencias térmicas asociadas a la convección se obtiene una resistencia total, ecuación (E – III. 54).

$$R_T = R_{se} + \sum_{i=1}^{i=n} R_i + R_{si} \quad (E - III. 54)$$

Donde:

- R_{se} : resistencia térmica asociada a la convección exterior, $[m^2 \cdot K/W]$.
- R_{si} : resistencia térmica asociada a la convección interior, $[m^2 \cdot K/W]$.

Los valores de las resistencias térmicas asociadas a la convección en los cerramientos se recogen en la tabla. La inversa de la resistencia térmica total es un parámetro característico del cerramiento denominado transmitancia térmica, sus unidades son $[W/m^2 \cdot K]$. Este parámetro viene dado por la ecuación (E – III. 55).

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_{se} + \sum_{i=1}^{i=n} R_i + R_{si}} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^{i=n} R_i + \frac{1}{h_i}} \quad (E - III.55)$$

Donde:

- h_e : coeficiente de película asociado a la convección exterior, $[W/m^2 \cdot K]$.
- h_i : coeficiente de película asociado a la convección interior, $[W/m^2 \cdot K]$.

La superficie exterior de un cerramiento opaco está sometida a las condiciones climáticas exteriores: radiación solar, radiación del entorno y radiación del cielo. Si se consideran todas estas contribuciones el calor que se transmite en el cerramiento viene dado por la ecuación (E - III.56).

$$Q = A \cdot h_e \cdot (T_{seca} - T_{sup.c.}) + \varepsilon \cdot A \cdot I_{sol} + \sigma \cdot \frac{(T_{entorno}^4 - T_{sup.c.}^4)}{R_{rad\ entorno}} + \sigma \cdot \frac{(T_{cielo}^4 - T_{sup.c.}^4)}{R_{rad\ cielo}} \quad (E - III.56)$$

Es habitual simplificar la ecuación (E - III.56) a la ecuación (E - III.57).

$$Q = A \cdot h_e \cdot (T_{seca} - T_{sup.c.}) \quad (E - III.57)$$

Donde el coeficiente de película exterior global, ($h_{e,g}$), se puede calcular mediante la ecuación (E - III.58).

$$h_{e,g} = h_e + h_{rad\ entorno} + h_{rad\ cielo} \quad (E - III.58)$$

Los coeficientes de película asociados a fenómenos de radiación se pueden calcular aplicando las siguientes expresiones:

$$h_{rad\ entorno} = \sigma \cdot \frac{(T_{entorno}^4 - T_{sup.c.}^4)}{A \cdot R_{rad\ entorno}} \cdot (T_{entorno} - T_{sup.c.})$$

$$h_{rad\ cielo} = \sigma \cdot \frac{(T_{cielo}^4 - T_{sup.c.}^4)}{A \cdot R_{rad\ cielo}} \cdot (T_{cielo} - T_{sup.c.})$$

Se pueden agrupar los coeficientes deducidos anteriormente para calcular otro parámetro denominado temperatura sol-aire. Es una temperatura que depende de la orientación del cerramiento, de la inclinación del cerramiento y de la radiación solar, ecuación (E - III.59).

$$T_{s-a} = \frac{h_{e,g} \cdot T_{seca} + h_{rad\ entorno} \cdot T_{entorno} + h_{rad\ cielo} \cdot T_{cielo} + \varepsilon \cdot I_{sol}}{h_{e,g}} \quad (E - III.59.)$$

Finalmente, es necesario destacar que, en condiciones reales, tanto en invierno como en verano, los cerramientos están expuestos a la radiación solar directa, cuya intensidad y duración depende de la orientación del cerramiento, de la hora del día y de la época del año esencialmente. La variación de temperatura del cerramiento a lo largo del día supone una acumulación de energía por parte del cerramiento. La capacidad del cerramiento para acumular energía se define como inercia térmica.

Para estudiar un cerramiento en régimen transitorio, como el cerramiento es capaz de acumular energía, el término acumulativo de la ecuación general de transmisión de calor por conducción deducido anteriormente no se puede considerar nulo. Es decir:

$$c_p \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \neq 0$$

Se puede deducir que la capacidad de almacenar energía por parte del cerramiento depende del calor específico del cerramiento y de la densidad (de la masa). Como el calor específico de los materiales de construcción habituales es similar, tabla, se concluye que la masa de cerramiento es el factor determinante. La inercia térmica de un edificio es relevante a la hora de considerar estrategias de calefacción y refrigeración: instalaciones, horarios, etc.

III.1.8.2. Huecos o elementos semitransparentes

El CTE DB HE-1 define los huecos como elementos transparentes o semitransparentes. A diferencia de los elementos opacos, los elementos transparentes se caracterizan porque permiten el paso de parte de la radiación incidente sobre estos, es decir, $\tau \neq 0$.

A diferencia de los cerramientos opacos, se puede considerar que los huecos poseen inercia térmica despreciable. Dicho de otra manera, la capacidad de los cerramientos de almacenar energía es despreciable comparada con la de los elementos opacos que constituyen la envolvente térmica. Esta diferencia es relevante ya que el análisis transitorio en cerramientos opacos es necesario mientras que en huecos el comportamiento transitorio se puede considerar como una superposición de transitorios. Por tanto, analizar los procesos de transmisión de calor en un hueco mediante un análisis estacionario es aceptable.

De forma aproximada, para el cálculo del flujo de calor a través de una ventana, se puede considerar régimen estacionario (como se explica anteriormente) y se definen tres parámetros que permiten calcular la transmitancia global de la ventana, (U_H), mediante la ecuación ($E - III.60$).

$$U_H = (1 - F_F) \cdot U_{H,v} + F_F \cdot U_{H,m} \quad (E - III.60)$$

Siendo:

- $U_{H,v}$: transmitancia del vidrio, [$W/m^2 \cdot K$].
- $U_{H,m}$: transmitancia del marco, [$W/m^2 \cdot K$].
- F_F : fracción de marco, proporción de la superficie total del hueco, (A_H), ocupada por el marco (A_M) (adimensional). Se define mediante la siguiente expresión:

$$F_F = \frac{A_M}{A_H}$$

Para considerar el efecto de la radiación en los huecos se considera la figura. La incidencia de radiación solar sobre elementos semitransparentes se puede estudiar mediante tres contribuciones (ya vistas anteriormente) que son la parte transmitida, la parte reflejada y la parte absorbida. Nótese que, como la inercia térmica del hueco es despreciable, la energía absorbida es irradiada “inmediatamente” después de haberse absorbido.

Para caracterizar la energía que atraviesa el elemento semitransparente se define el factor solar, ecuación ($E - III.61$). El factor solar, (g_{\perp}), es la fracción de la radiación solar que incide en el interior del edificio. Este factor es especialmente relevante ya que determina las ganancias solares.

$$g_{\perp} = \frac{(\alpha \cdot I_{sol})_{int} + (\tau \cdot I_{sol})}{I_{sol}} \quad (E - III.61)$$

Donde:

- g_{\perp} : factor solar (adimensional).
- α : coeficiente de absorción del vidrio.
- I_{sol} : irradiación solar (directa + difusa) normal incidente, [W/m^2].
- τ : coeficiente de transmisividad del vidrio.

Para considerar, de forma simplificada, la contribución del marco se tiene la ecuación (*E – III. 62*). En esta expresión se muestra el flujo de calor por radiación solar debido al marco definido mediante un factor solar para considerar el marco.

$$g_{\perp,m} = F_F \cdot 0,04 \cdot U_{H,m} \cdot \alpha \quad (E - III. 62)$$

A modo orientativo, los valores de transmisividad del vidrio se encuentran comprendidos entre 0,85 para un vidrio simple de 6 mm de espesor, hasta 0,12 para una ventana formada por un vidrio de 6 mm con recubrimiento de control solar, con cámara de aire de 6 mm y otro vidrio de 6 mm.

Para la caracterizar el coeficiente de absorción (absortividad) del marco, los valores cambian en función del color del marco y de la tonalidad pudiendo ser de 0,2 para un marco blanco o de 0,96 para un marco negro.

A partir de las consideraciones anteriores se puede definir un factor solar asociado al hueco (acristalamiento + marco) mediante la ecuación (*E – III. 63*).

$$g_{\perp,H} = (1 - F_F) \cdot g_{\perp} + F_F \cdot 0,04 \cdot U_{H,m} \cdot \alpha \quad (E - III. 63)$$

También es necesario considerar elementos externos que condicionan la radiación solar que puede incidir sobre los huecos de la envolvente. Estos elementos son obstáculos que impiden el paso de la irradiación, es decir, generan sombras. Estos elementos pueden ser árboles, balcones, voladizos, otros edificios, etc. Para tener en cuenta estos fenómenos se puede considerar un factor solar modificado (*F*), ecuación (*E – III. 64*), que se obtiene modificando un factor de sombra (que considera estos efectos) y el factor solar del hueco.

$$F = f_s \cdot [(1 - F_F) \cdot g_{\perp} + F_F \cdot 0,04 \cdot U_{H,m} \cdot \alpha] \quad (E - III. 64)$$

Donde:

- f_s : factor de sombra.

En el Documento de Apoyo 1 al CTE DB HE-1 se encuentran los valores del factor de sombra producido por varios elementos constructivos del edificio: voladizos, lamas, etc., mientras que en la norma UNE – EN ISO 52022-1 se considera el factor de sombra producido por persianas y cortinas en función de su posición y de la opacidad del elemento.

Finalmente, las ganancias solares de un cerramiento semitransparente se pueden calcular mediante la ecuación (*E – III. 65*).

$$Q_R = I \cdot A_H \cdot f_s \quad (E - III.65)$$

III.1.8.3. Puentes térmicos

Los puentes térmicos son zonas de la envolvente del edificio en las que se transmite más fácilmente el calor que en las zonas colindantes. Esto puede ocurrir, por ejemplo, en las zonas de encuentro entre un cerramiento y un hueco. Además, los puentes térmicos son zonas susceptibles de sufrir condensaciones superficiales en invierno (o en épocas frías).

El cálculo de un puente térmico es complejo y requiere el apoyo de programas informáticos donde se aplican técnicas de elementos finitos.

III.1.8.4. Coeficiente global de transmisión de calor

Tras analizar el flujo de calor que atraviesa cada uno de los componentes que constituye la envolvente térmica se puede definir el coeficiente global de transmisión de calor a través de la envolvente térmica (K) que define el CTE DB HE-1 2019. Este coeficiente es un valor medio del coeficiente de transmisión de calor para la superficie de intercambio de la envolvente. Se expresa en $[W/m^2 \cdot K]$ y representa el comportamiento global de la envolvente térmica. Este valor se puede calcular mediante la expresión (E – III.66).

$$K = \frac{\sum_x b_{tr,x} (\sum_i A_{x,i} \cdot U_{x,i} + \sum_k L_{x,k} \cdot \Psi_{x,k} + \sum_j X_{x,j})}{\sum_x \sum_i b_{tr,x} \cdot A_{x,i}} \quad (E - III.66)$$

Donde:

- $b_{tr,x}$: factor de ajuste para los elementos de la envolvente. Toma valor 1, excepto para elementos en contacto con edificios o espacios adyacentes exteriores, en esos casos toma valor de 0.
- $U_{x,i}$: transmitancia térmica del elemento i de la envolvente $[W/m^2 \cdot K]$, de área $A_{x,i}$, $[m^2]$.
- $\Psi_{x,k}$: transmitancia térmica lineal del encuentro k del edificio $[W/m \cdot K]$, de longitud $L_{x,k}$, $[m]$.
- $X_{x,j}$: transmitancia térmica del puente térmico puntual j $[W/K]$.

Si no se considera efectos de puente térmico ni elementos de unión y no se tienen elementos del edificio que requieren factores de ajuste (es decir, el factor de ajuste es 1), la ecuación ($E - III. 66$) se puede expresar de forma simplificada ($E - III. 67$).

$$K = \frac{\sum_x \sum_i (A_{x,i} \cdot U_{x,i})}{\sum_x \sum_i (A_{x,i})} \quad (E - III. 67)$$

III.1.9. Consideraciones sobre la envolvente

La envolvente del edificio y el periodo de operación del sistema de calefacción son factores de gran impacto en el consumo de energía total de un edificio [ref]. La envolvente determina las condiciones climáticas interiores y, por ende, la energía adicional demandada en forma de calefacción y refrigeración (climatización).

III.1.9.1. **Optimización del coeficiente global de transmisión de calor**

Los parámetros de diseño que afectan al confort térmico interior y a la conservación de energía son: orientación, forma, propiedades óptimas y termo-físicas de la envolvente. El coeficiente de transmisión global K determina las pérdidas de calor por unidad de área de los componentes de la envolvente del edificio. Es frecuente que los organismos establezcan un máximo valor de K para controlar las pérdidas de calor en edificios y garantizar el confort térmico de sus ocupantes.

Para Oral y Yilmaz [52], el coeficiente de transmisión global de la fachada de los edificios se debe calcular en base al índice de compacidad del edificio. Las máximas pérdidas de calor en un edificio de referencia se pueden calcular con la ecuación ($E - III. 68$).

$$q_p = K \cdot (T_i - \bar{T}_e) \cdot (1 - X) + U_h \cdot (T_i - \bar{T}_e) \cdot X \quad (E - III. 68)$$

Donde:

- q_p : pérdidas de calor diarias por unidad de área.
- K : coeficiente de transmisión global para la envolvente.
- U_h : coeficiente de transmisión global para elementos transparentes.
- T_i : temperatura interior.
- \bar{T}_e : temperatura exterior media diaria.

- *X*: caracteriza, de cada unidad de superficie, cuanto es transparente (es decir, cuanto es hueco). Caracteriza la transparencia del cerramiento.

El método empleado por estos autores ha sido desarrollado por Manioglu y Yilmaz [53], obteniendo la combinación entre la envolvente del edificio y la operación del sistema de calefacción que proporciona un ambiente interior asociado a unas condiciones de confort minimizando los costes durante el ciclo de vida del edificio. Este método proporciona los materiales óptimos que conformarían la envolvente del edificio. Nótese que la solución óptima no tiene que coincidir necesariamente con la opción que suponen las menores pérdidas de calor a través de la fachada.

La efectividad de las acciones para mejorar el comportamiento térmico de la envolvente depende del tipo de edificio y del uso. Se ha determinado que, para edificios residenciales, donde se reduce el ratio ventana/cerramiento opaco, el uso de un nivel de aislamiento óptimo en la fachada del edificio reduce considerablemente la demanda de energía del edificio, especialmente en calefacción [54]. Por otro lado cabe destacar que este procedimiento no es válido para edificios cuyas fachadas son esencialmente vidrio, como es el caso de muchos edificios comerciales.

III.1.9.2. Aislamiento en edificios y análisis económico

Jinghua et al. [55] estudiaron el efecto del espesor y de la posición del aislamiento dentro de la fachada del edificio en la energía total demandada por el edificio. Planteando combinaciones entre optimización en la estrategia de aislamiento, el ratio ventana y cerramiento opaco, sombreamientos, etc. se obtienen reducciones en la demanda de calor y frío del orden del 25.92 %. Sin embargo, después de superar un cierto espesor de aislante, la reducción en el consumo energético continua, pero es significativamente menor. Este concepto se muestra en el gráfico de la figura III.20.

La posición de la capa de aislante (en la parte interior del cerramiento, en la parte exterior del cerramiento o en una posición intermedia en el cerramiento) tiene una pequeña repercusión en el consumo eléctrico anual del edificio. Nótese que el consumo eléctrico afectado por la ubicación y el espesor del aislamiento es el consumo eléctrico asociado a climatización en verano (suministro de frío) esencialmente. La contribución más relevante es el espesor del aislamiento. El espesor de aislante que minimiza el consumo eléctrico

asociado al suministro de frío en verano y el espesor que minimiza el consumo de energía asociada a calefacción en verano es completamente diferente. Son sustancialmente menores (del orden de la cuarta parte) los espesores requeridos para minimizar el consumo de frío que los espesores necesarios para minimizar el consumo de calefacción. Estos autores establecen valores de 25 mm y 100 mm respectivamente.

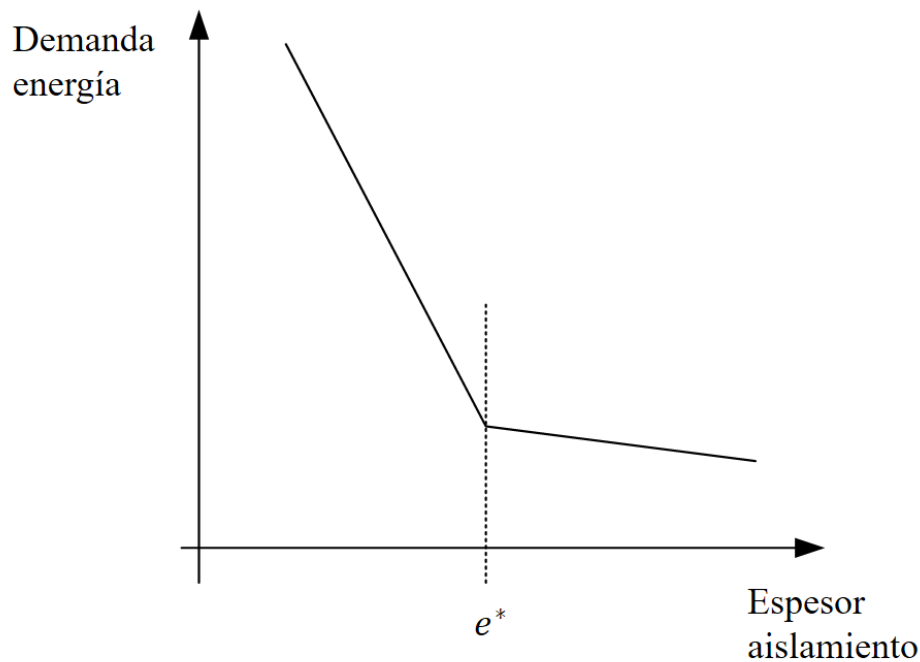


Figura III. 20. Espesor óptimo de aislante en la envolvente térmica

Estas consideraciones implican que sea necesario un análisis económico para calcular el espesor de aislante óptimo. Sin embargo, los resultados de este tipo de análisis proporcionan resultados que pueden no coincidir con el valor de transmitancia térmica óptima de los elementos de la fachada analizados individualmente (elemento a elemento) o con el valor de la transmitancia térmica que minimiza las pérdidas de calor totales del edificio. Existen dos métodos para realizar una evaluación económica del aislamiento de la fachada.

Algunos autores como Camakli y Yüksel [56] emplean el concepto de valor actual neto, VAN (PWF de sus siglas en inglés, present worth factor) para buscar el espesor óptimo del aislamiento de la fachada. Concluyeron que el espesor óptimo de aislamiento depende de varios parámetros económicos, del material del aislamiento y de las condiciones ambientales esencialmente (*E – III. 69*).

$$x_0 = 293.34 \sqrt{\frac{PWF \cdot DD \cdot C_f \cdot k}{C_i \cdot H_u \cdot \eta}} - k \cdot R_r \quad (E - III.69)$$

Donde:

- DD : representa los grados días. Se puede hablar de grados días de calefacción y de grados días de refrigeración. Se pueden empelar ambos en función del espesor que se quiera optimizar como se señalaba anteriormente. Habitualmente se empelan los grados días de calefacción.
- C_f : costes asociados al combustible (asociados al suministro energético).
- C_i : costes del aislamiento.
- H_u : poder calorífico del combustible.
- R_r : resistencia térmica del cerramiento.
- η : rendimiento de la instalación (del sistema) de suministro energético (habitualmente, rendimiento del sistema de generación de calor).
- k : constante numérica.

El valor actual neto, VAN (ó PWF) viene dado por la ecuación (E – III. 70), [56].

$$PWF = \frac{1 - (1 + r)^N}{r} \quad (E - III.70)$$

Donde:

- N : número de años considerados en el análisis de ciclo de vida del edificio.
- r : ratio de interés considerando la inflación.

El ratio de interés, a su vez, viene dado por la ecuación (E – III. 71), [56].

$$r = \frac{I - g}{1 + g} \quad Si (I > g) \quad (E - III.71)$$

Donde:

- I : el interés.
- g : la inflación.

Como se puede deducir de la ecuación (E – III. 69), el espesor óptimo de aislante es inversamente proporcional al coste del aislamiento y directamente proporcional a su

conductividad térmica. Los resultados obtenidos muestran que existe una relación lineal entre el espesor óptimo de aislante con el VAN.

Otros autores, Augelli [57], desarrollan expresiones que relacionan el valor actual neto con la transmitancia térmica del cerramiento del edificio (mejor dicho, con una variación en la transmitancia térmica del cerramiento respecto a otra de referencia), ecuación ($E - III.72$).

$$PWF = R - Inv = [(U_0 - U) \cdot 24 \cdot DD^* \cdot EPC] - [m \cdot s + q] \quad (E - III.72)$$

Donde:

- DD^* : es un parámetro que depende del nivel de aislamiento y de las ganancias internas.
- U_0 : transmitancia térmica del cerramiento de referencia (antes de modificar el aislamiento).
- U : transmitancia térmica del cerramiento después de modificar el aislamiento.
- R : ahorros energéticos anuales.
- Inv : inversión inicial.
- s : espesor de la capa de aislamiento.
- m : costes fijos del material del edificio.
- q : costes variables del material del edificio.

Basándose en la expresión ($E - III.72$), el valor de la transmitancia térmica se puede optimizar mediante el coste presente de la energía (EPC, de sus siglas en inglés, energy present cost) ($E - III.73$).

$$EPC = \frac{P_0 \cdot r \cdot \left[\left(\frac{r}{v} \right)^N - 1 \right]}{\mu \cdot H_u \cdot (r - v)} \quad (E - III.73)$$

Donde:

- P_0 : coste del combustible para la región de estudio (computado anualmente).
- η : rendimiento de la instalación.
- H_u : poder calorífico del combustible.
- N : número de años considerados en el análisis de ciclo de vida del edificio.
- r : tasa de interés.
- v : inflación.

Los resultados obtenidos por las diferentes metodologías descritas son consistentes entre sí [55]. Se concluye que existe un espesor crítico de aislante e^* , si ese espesor se supera, la demanda de energía sigue disminuyendo pero en mucha menor medida que antes de alcanzar ese espesor de aislamiento. Desde un punto de vista económico, los espesores óptimos se encuentran por debajo de ese espesor crítico de aislante.

Finalmente, cabe destacar que a medida que el nivel de aislamiento del edificio aumenta, el PWF aumenta hasta que alcanza un valor óptimo. El valor óptimo de aislamiento seleccionado por los autores en los estudios anteriores que maximiza el PWF es equivalente con el nivel de aislamiento que minimiza el Pay Back Rate (PBR). Por tanto, maximizar el PWF o minimizar el PBR son análisis equivalentes.

III.1.9.3. Estudio medioambiental de la envolvente del edificio

Existen metodologías de análisis que optimizan indicadores medioambientales en lugar de emplear criterios meramente económicos. Pulselli et al. [58] evalúan el coste medioambiental que suponen las fachadas de los edificios. Odum [59] ha evaluado la energía², definiendo la energía como la suma de energía solar utilizada, ya sea directa o indirectamente, para obtener un producto o servicio final. Tras varios estudios que evalúan la energía se infieren las siguientes conclusiones. Los autores concluyen que las paredes de los edificios con capas de aislamiento adicional tienen mejor comportamiento térmico y energético (considerando la energía). En términos de recursos naturales, el análisis de la energía concluye que la envolvente tiene importantes implicaciones en regiones de climas cálidos. Esto es debido a que la reducción de la demanda de frío proporciona mayores beneficios medioambientales que reducir la demanda de calor. Esto se puede explicar, de manera laxa, señalando que los sistemas de aire acondicionado, que funcionan con electricidad, tienen un mayor impacto medioambiental que los sistemas de generación de calor cuyo principal consumo energético es un combustible y la energía que se aprovecha es la energía térmica asociada a quemar dicho combustible. Se requiere mucho más combustible para obtener 1MW de electricidad que 1MW de energía térmica.

² La energía es la energía útil de un tipo o procedencia determinada (en este caso solar) que se ha utilizado directa o indirectamente en las transformaciones necesarias para generar un producto o servicio. La energía tiene en consideración, y de hecho mide, la calidad de las diferentes formas de energía.

Otros autores como Chel y Tiwari [60], [60] han estudiado el impacto medioambiental de una casa de barro estimando el comportamiento térmico, el payback time, el potencial de mitigación de emisiones de dióxido de carbono, etc. Las temperaturas de una casa de adobe se mantienen templadas a lo largo del año, lo que supone un potencial de ahorro energético. Concretamente, se han evaluado potenciales de ahorro en calor y frío de 1481 kWh/año y 1813 kWh/año. Los autores estiman que, en promedio, una casa de adobe puede mitigar 5,2 toneladas de dióxido de carbono anuales.

III.1.10. Consideraciones sobre acristalamientos

El acristalamiento de las ventanas es uno de los puntos más críticos desde un punto de vista del control de temperatura en el interior de los edificios. En una residencia familiar estándar, entre en 10 % y el 20 % de las pérdidas de calor ocurren a través de las ventanas.

III.1.10.1. Confort térmico e iluminación interior

En el diseño de los acristalamientos es necesario considerar factores como: mecanismos de transmisión de calor a través del cerramiento, confort térmico, transmisión de la luz y estética [60]. Los acristalamientos de las ventanas que reducen la entrada radiación solar son más eficientes en verano y reducen la demanda de frío. Sin embargo, en invierno, este tipo de acristalamientos aumentan las necesidades de calefacción porque disminuyen las ganancias de calor asociadas a la incidencia de radiación solar. Por otro lado, reducir la incidencia de luz natural en el edificio supone un incremento en la demanda de luz artificial y, por ende, un incremento en el consumo eléctrico. Además, las soluciones técnicas que mejoran la cantidad de luz solar entrante en los edificios tienen un mayor riesgo de generar sobrecalentamientos, suponiendo un aumento en la demanda de refrigeración en las estaciones más calurosas cuando las temperaturas son más altas.

III.1.10.2. Tipos de acristalamientos

Los acristalamientos que proporcionan ahorros energéticos se pueden clasificar en los siguientes tipos:

- Acristalamientos que **absorben** calor: este tipo de acristalamientos transforman la radiación solar en energía térmica, aumentando la temperatura del propio acristalamiento. Posteriormente esta energía se distribuye a lo largo de la estancia por mecanismos de convección y radiación.
- Acristalamientos que **reflejan** el calor: este tipo de acristalamientos poseen un recubrimiento o película que bloquea la entrada de radiación solar en el edificio.
- Acristalamientos **de baja radiación**: este tipo de acristalamientos también poseen un recubrimiento o película que baja la transmitancia térmica del acristalamiento. Esto facilita en ahorro de energía en invierno.

III.1.10.3. Acristalamientos con recubrimiento

Los recubrimientos son capas muy finas que otro material que se aplican sobre el vidrio con el objetivo de mejorar las propiedades térmicas del acristalamiento. Los recubrimientos más comunes son de metales como: acero inoxidable, cromo, titanio, plata, nitruros metálicos (CrN, TiN, ZrN) u óxidos metálicos (SnO₂, TiO₂, ZnO). Las capas de recubrimiento pueden tener películas de baja emisividad, películas que favorecen la reflexión de radiación solar, películas que pueden filtrar el espectro de luz solar incidente. La mayoría de estos recubrimientos suponen un alto incremento del coste del acristalamiento [61].

III.1.10.4. Acristalamiento de ángulo selectivo

La intensidad de la radiación solar depende del ángulo de incidencia. Los rayos solares con ángulos de incidencia elevados (al mediodía y en verano) proporcionan tasas de irradiación incidente superiores. Sistemas que permitan seleccionar el ángulo de los rayos que entran en el edificio pueden controlar las ganancias térmicas asociadas a la radiación de forma más eficiente.

Por este motivo, se desarrollan dispositivos que permiten controlar este ángulo y se instalan en el propio acristalamiento. Existe una amplia variedad de este tipo de dispositivos.

III.1.10.5. Acristalamiento de espectro selectivo

Existen otro tipo de alternativas como los acristalamientos de espectro selectivo. Este tipo de acristalamientos dejan pasar radiación o no en función de su longitud de onda [37].

III.1.10.6. Soluciones constructivas

III.1.10.6.1. Sistemas que permiten la rotación del acristalamiento

Estos sistemas pueden controlar la ganancia térmica asociada a la radiación solar incidente en el acristalamiento. Modificar el ángulo entre el acristalamiento y la fachada del edificio implica un cambio en la intensidad de la radiación solar y, por ende, un cambio en la ganancia térmica del edificio [62]. Existen diferentes soluciones constructivas para este tipo de sistemas, figura III.21.

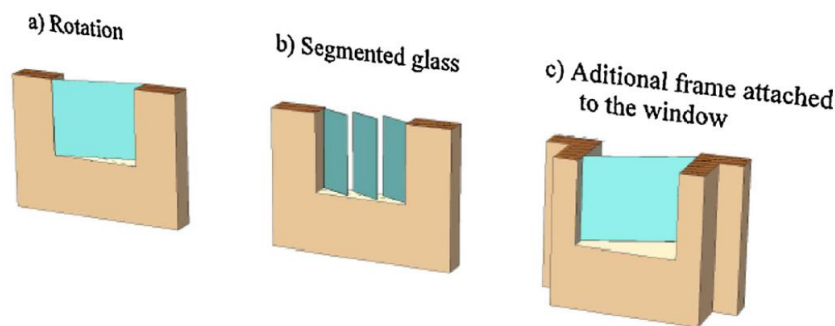


Figura III. 21. Soluciones constructivas de sistemas que permiten la rotación del acristalamiento

III.1.10.6.2. Sistemas de doble acristalamiento

Este tipo de alternativa es adecuada tanto en climas cálidos como en climas fríos [61]. Concretamente, en climas cálidos, la mejor opción es doble acristalamiento transparente. Por otro lado, en climas fríos, resulta más óptimo soluciones del tipo doble acristalamiento con una película o revestimiento que limita el calentamiento de la superficie de la ventana.

III.1.10.6.3. Sistemas avanzados de iluminación natural

El objetivo de este tipo de sistemas es que la luz natural alcance el centro de las estancias del edificio. Los componentes de estos sistemas son sistemas de conducción de luz solar o tubos solares, paneles solares ubicados en el techo y sistemas de captación óptica esencialmente.

III.1.11. Infiltraciones y ventilación

Introducir aire desde el exterior al interior supone una carga térmica para el edificio ya que las condiciones de temperatura y humedad a las que se introduce el aire desde el exterior son unas condiciones diferentes de las que se tienen en el interior del edificio.

La ventilación consiste en la entrada de aire al edificio realizada de forma voluntaria y, por ende, controlada. La entrada de aire que no se realiza de forma controlada a través de cavidades o defectos constructivos del edificio se denomina infiltración.

En los edificios del sector terciario se intenta mantener los espacios en sobrepresión, por lo que no se tienen infiltraciones sino exfiltraciones de aire.

Para adecuar el aire exterior normalmente es necesario modificar temperatura y humedad. Por esta razón, las cargas de ventilación se componen de dos términos: un término sensible (que contempla el cambio de temperatura del aire exterior para adecuarlo a las condiciones interiores) y un término latente (que contempla el cambio de humedad del aire exterior para adecuarlo a las condiciones interiores). Estas expresiones vienen dadas por la ecuación (E – III. 74).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{V,S} &= \dot{V} \cdot \rho \cdot (c_{p,aire} + c_{p,vapor} \cdot x_e) \cdot (T_e - T_i) \\ \dot{Q}_{V,L} &= \dot{V} \cdot \rho \cdot (c_f + c_{p,vapor} \cdot T_i) \cdot (x_e - x_i)\end{aligned}\tag{E – III. 74}$$

Donde:

- \dot{V} : caudal de ventilación [m^3/h].
- ρ : densidad del aire [$1,2 \text{ kg}/m^3$].
- $c_{p,aire}$: calor específico del aire seco [$1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 0,279 \text{ Wh}/(\text{kg} \cdot \text{K})$].
- $c_{p,vapor}$: calor específico del vapor de agua [$1,86 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 0,517 \text{ Wh}/(\text{kg} \cdot \text{K})$].
- c_f : entalpía de evaporación a 0°C y $610,5 \text{ Pa}$ [$2500 \text{ kJ}/\text{kg} = 694,72 \text{ Wh}/\text{kg}$].
- T_e : temperatura del aire exterior [$^\circ\text{C}$].
- T_i : temperatura del aire interior [$^\circ\text{C}$].
- x_e : humedad específica del aire exterior [$g_{agua}/kg_{aire\ seco}$].
- x_i : humedad específica del aire interior [$g_{agua}/kg_{aire\ seco}$].

La ecuación (E – III.74) se puede expresar de forma simplificada mediante la expresión (E – III.75).

$$\dot{Q}_{V,S} = \dot{V} \cdot 0,34 \cdot (T_e - T_i) \quad (E - III.75)$$

$$\dot{Q}_{V,L} = \dot{V} \cdot 0,83 \cdot (x_e - x_i)$$

Además, el Documento Básico de Ahorro de Energía establece valores límite de la permeabilidad de los huecos al aire ($m^3/h \cdot m^2$) para restringir la entrada de aire exterior asociado a infiltraciones.

III.1.12. Solicitaciones interiores

Existen fuentes de calor internas en el edificio asociadas a los propios ocupantes y los equipos e iluminación que estos utilizan para desarrollar su actividad. Estos inputs de calor afectan a la demanda energética del edificio y se engloban bajo el nombre de cargas térmicas.

Las cargas térmicas se pueden desglosar en tres tipos: ocupación, equipos eléctricos e iluminación. Estas cargas normalmente se expresan en vatios por unidad de superficie (W/m^2).

En función del tipo de edificio, las cargas internas pueden ser una contribución especialmente relevante. Por un lado, los edificios residenciales se caracterizan por tener cargas internas bajas, mientras que en edificios de alta ocupación y del sector terciario (teatros, cines, museos, etc.) se caracterizan por tener cargas internas elevadas.

III.1.12.1. **Ocupación**

Las personas que ocupan los edificios son responsables de generar cargas que es necesario disipar. Estas son las llamadas cargas por ocupación y dependen de varios factores: peso, sexo, grado de actividad (met), vestimenta (clo) y condiciones ambientales. Las ganancias asociadas a la ocupación tienen componentes sensible y latente.

En la norma UNE-EN-ISO-7730 se recogen valores del calor sensible y latente de las personas en función de su actividad, complejidad y temperatura interior.

Las cargas por ocupación se pueden calcular mediante la expresión (E – III.76).

$$Q_{O,S} = n \cdot q_S \cdot F$$

$$Q_{O,L} = n \cdot q_L \cdot F \quad (E - III.76)$$

$$Q_O = Q_{O,S} + Q_{O,L}$$

Donde:

- n : número de personas presentes en un espacio.
- q_S, q_L : ganancias sensibles y latentes por persona.
- F : fracción de ocupación de un espacio en concreto en un instante considerado.

III.1.12.2. Equipos eléctricos

Los equipos son otra fuente de cargas dentro del edificio. Pueden suponer cargas sensibles o sensible y latente, dependiendo del equipo en cuestión. La carga interna asociada a los equipos está asociada a la potencia que disipan dichos equipos en forma de calor. Entonces, los equipos se pueden clasificar en:

- Equipos que disipan toda la potencia instantáneamente en forma de calor (ordenadores, impresoras, etc.).
- Equipos que parte de la potencia se transforma en una ganancia sensible y parte en ganancia latente porque el equipo produce humedad (plancha, secador, etc.).

En la tabla III.9 se muestran valores de calor sensible y latente asociados a distintos equipos.

Tabla III. 9. Cargas asociadas a equipos eléctricos

Tipo de equipo	$Q_{ES}(W)$	$Q_{EL}(W)$
Ordenador	250	0
Proyector	300	0
Televisor	100	0
Horno 6,6 kW	1055	0
Cafetera de 18 L (con campana extractora)	470	0
Cafetera de 18 L (sin campana extractora)	750	250
Bomba de agua 1,1 kW	200	0
Ventilador 50 W	2,5	0

La ganancia de calor debida a los equipos viene dada por la expresión (E – III.77).

$$Q_{E,S} = F \cdot \sum n_i \cdot q_{S,i}$$

$$Q_{E,L} = F \sum n_i \cdot q_{L,i} \quad (E - III.77)$$

$$Q_E = Q_{E,S} + Q_{E,L}$$

Donde:

- n_i : número de equipos (de la clase i) presentes en un espacio.
- $q_{S,i}, q_{L,i}$: ganancias sensibles y latentes de equipos (de la clase i).
- F : fracción de uso de los equipos.

III.1.12.3. Iluminación

Las ganancias asociadas a la iluminación siempre son cargas sensibles. La potencia disipada por la iluminación coincide con la potencia instalada siempre y cuando la lámpara esté encendida, es decir, la lámpara disipa toda la energía eléctrica en energía térmica.

El valor límite de potencia instalada por unidad de superficie (W/m^2) viene dada por el CTE DB HE-3: Eficiencia energética de las instalaciones de iluminación. Este valor límite viene dado por el valor de eficiencia energética de la instalación ($VEEI, W/m^2 \cdot 100 lux$). El VEII se puede considerar como una medida del rendimiento de la instalación de iluminación, cuanto menor es el valor más eficiente es la instalación. Este parámetro viene dado por la ecuación ($E - III.78$).

$$VEEI = \frac{P \cdot 100}{S \cdot \bar{E}_m} \quad (E - III.78)$$

Donde:

- P : potencia instalada en iluminación (incluyendo auxiliares) [W].
- S : superficie de la zona de actividad, superficie útil a iluminar [m^2]
- \bar{E}_m : iluminancia media horizontal mantenida [lux].

La iluminancia media mantenida, \bar{E}_m , es el valor mínimo de iluminancia media especificada. La iluminancia o nivel de iluminación, en general, se entiende como la relación entre el flujo luminoso procedente de una fuente de iluminación y la superficie que ilumina dicha fuente (la superficie sobre la que incide ese flujo luminoso).

La ganancia instantánea de calor procedente de una fuente de iluminación viene dada por la ecuación (*E – III.79*).

$$Q_{IL} = P \cdot F_u \cdot C \quad (E - III.79)$$

Donde:

- *P*: potencia útil instalada.
- *F_u*: factor de utilización.
- *C*: coeficiente característico del tipo de luminaria.

El factor de utilización es la relación entre la potencia utilizada en un determinado instante y la potencia de iluminación instalada.

El coeficiente *C* es un parámetro que se introduce en fluorescentes para considerar el calor asociado a la reactancia del fluorescente. Depende de los vatios por lámpara y del número de lámparas (1 o 2). Este valor se encuentra comprendido entre 1,2 y 1,3.

III.2. Balance térmico

Aplicar un balance térmico a un edificio (o a una parte del mismo) consiste en aplicar el primer principio de la termodinámica (principio de conservación de la energía) donde se busca un balance entre las ganancias y pérdidas de energía de la zona de estudio y la acción de los sistemas de climatización.

El resultado de este planteamiento es conocer la potencia que debe compensar el sistema de climatización en un instante determinado, es decir, el resultado de la aplicar un balance térmico a un edificio es conocer la demanda energética del edificio. El balance se puede aplicar a diferentes periodos de tiempo: sub-horario, horario, diario, mensual, anual.

Existen numerosos métodos para calcular la demanda energética del edificio. Estos métodos se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- **Métodos estáticos o estacionarios:** sirven para realizar un cálculo aproximado de las cargas de refrigeración y de calefacción en edificios. Se basan en el planteamiento y resolución de balances energéticos en estado estacionario donde se calculan contribuciones energéticas (por ejemplo, el flujo de calor que atraviesa un cerramiento) suponiendo constantes la temperatura interior, las cargas internas y la

eficiencia de los equipos de acondicionamiento de aire. Estas consideraciones simplifican enormemente el planteamiento del cálculo de la demanda. Entre los métodos más destacados se encuentran el método BIN y el método de Grados-Día.

- **Métodos dinámicos o métodos de simulación dinámica:** reciben este nombre porque requieren software específico de simulación.

Posteriormente se desarrollan algunos métodos de cálculo de cargas ilustrativos, concretamente el método BIN y el método Grados Día. No obstante, el flujo de calor en condiciones de diseño se puede estimar considerando régimen estacionario para abordar los cálculos. Con estas consideraciones y sin tener en cuenta el efecto de radiación solar se puede aplicar la siguiente expresión ($E - III.80$).

$$Q = Q_T + Q_{V,S} + Q_{O,S} + Q_{E,S} + Q_{IL} \quad (E - III.80)$$

Como se señala en apartados anteriores, los términos de la ecuación anterior se corresponden con:

$$Q_T = \left(\sum U_i \cdot A_i + \sum \Psi_j \cdot L_j + \sum X_k \right) (T_e - T_i)$$

$$Q_{V,S} = \dot{V} \cdot 0,34 \cdot (T_e - T_i)$$

$$Q_{O,S} = n \cdot q_s \cdot F$$

$$Q_{E,S} = F \cdot \sum n_i \cdot q_{s,i}$$

$$Q_{IL} = P \cdot F_u \cdot C$$

En condiciones de verano, para determinar la carga sensible, es necesario considerar la radiación solar y la carga latente. Por ello la ecuación ($E - III.80$) se transforma a la ecuación ($E - III.81$).

$$Q_{Verano} = Q_T + Q_R + Q_{V,S} + Q_{V,L} + Q_{O,S} + Q_{O,L} + Q_{E,S} + Q_{E,L} + Q_{IL} \quad (E - III.81)$$

Los términos que se introducen en la ecuación ($E - I.$) se corresponden con:

$$Q_{V,L} = v \cdot 0,83 \cdot (h_e - h_i)$$

$$Q_{O,L} = n \cdot q_l \cdot F$$

Para poder realizar una aproximación de la radiación solar que entra a través de los huecos de la envolvente se tiene la ecuación (*E – III.82*).

$$Q_R = I \cdot A_H \cdot f_s \quad (E - III.82)$$

Donde:

- *I*: radiación solar incidente. Depende de la orientación y de la hora solar. Se considera el 21 de julio a las 15 h (en caso contrario se debe corregir este valor)[*W/m²*].
- *A_H*: superficie del hueco o superficie de la ventana [*m²*].
- *f_s*: factor de sombra.

Nótese que los fundamentos sobre la aplicación del balance térmico en edificios es un acercamiento considerando régimen estacionario y distinguiendo la aplicación para el caso de invierno y de verano. Sin embargo, la demanda en un edificio, es el resultado de las interacciones de cargas, tanto positivas como negativas, en cada momento del año. Se trata de un problema de régimen transitorio cuya complejidad requiere el uso de programas informáticos y motores de cálculo sobre los que se harán algunas apreciaciones en apartados posteriores. No obstante, introducir estos fundamentos y desarrollar brevemente los métodos de estimación de la demanda que se desarrollan brevemente a continuación permiten identificar parámetros muy relevantes en la demanda térmica de edificios que tendrán un papel muy relevante en posteriores simulaciones. Además, se introducen conceptos como el concepto de los grados día y su relación con la demanda energética del edificio, conceptos que serán utilizados en el proceso de validación del modelo.

III.2.1.1. Método BIN

Este método agrupa los datos climáticos en intervalos discretos, obteniendo curvas de frecuencia de datos a lo largo de un mes u año. Esta metodología es análoga a obtener una distribución de probabilidad que caracteriza la probabilidad (la frecuencia) de obtener un valor de una propiedad en una hora *X* del mes o año [63].

Se trata de un método cuasi estacionario basado en la consideración de que existe una buena correlación entre la demanda de calor y frío del edificio y la temperatura de bulbo húmedo exterior. La temperatura exterior durante la época del año en la que hace falta calefacción se

muestra en intervalos regulares, generando una secuencia de valores de temperatura. El rango de temperatura exterior (desde la mínima temperatura medida hasta la máxima medida) se divide en un número de intervalos. El flujo de calor (la carga térmica) se puede evaluar para el valor medio de la temperatura exterior en cada intervalo. Si se disponen de datos estadísticos para cada intervalo en los que se divide la muestra los requerimientos totales, la carga térmica total, se puede calcular sumando las contribuciones de cada intervalo. El cálculo se basa en la ecuación (E – III. 83).

$$Q = \sum_{n=1}^N 3.6 \cdot 10^{-6} \cdot t(n) \cdot [(\bar{T}_i(n) - \bar{T}_e(n)) \cdot (C_v + \sum AU) - G(n)] \left[\frac{1}{\eta(n)} \right] \quad (E - III. 83)$$

Donde:

- $t(n)$: periodo de tiempo estudiado en el intervalo n [h].
- $\bar{T}_i(n)$: temperatura media interior considerada en el intervalo n [°C].
- $\bar{T}_e(n)$: temperatura media exterior considerada en el intervalo n [°C].
- $C_v(n)$: coeficiente de transferencia global asociado a la ventilación en el intervalo n [W/K].
- $\sum AU$: coeficiente de transferencia global asociado a la transmisión de calor en los cerramientos y en los acristalamientos. Es un valor que depende del edificio y, por ende, no del intervalo [W/K].
- $G(n)$: ganancia media en el intervalo n asociada a los ocupantes del edificio, a la radiación solar, etc. [W].
- $\eta(n)$: eficiencia de las instalaciones de calefacción en el intervalo n [adim].

El sufijo n denota las condiciones para el intervalo de temperatura n, asumiendo en ese intervalo estado estacionario. Al dividir el problema en intervalos es posible elegir o seleccionar valores apropiados para la eficiencia del sistema, las ganancias de calor, la temperatura interior, la posible ventilación... para cada intervalo de temperatura. Por este motivo el método BIN es un método de fácil implementación, pero de gran flexibilidad.

Es necesario seleccionar un número de intervalos adecuado dentro del rango de temperaturas asociado a la localización del emplazamiento del edificio. Números de intervalos elevados suponen tiempos de cálculos mayores pero mayores precisiones. La ASHRAE propone intervalos de 2.78 K para la temperatura exterior de bulbo húmedo, lo que supone 20 intervalos en el rango de temperaturas de -16.7 °C a 36.1 °C para las condiciones exteriores

de Estados Unidos. Para las condiciones en Reino Unido se consideran intervalos de 3 K, lo que supone 12 intervalos en el rango de temperaturas de $-7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $28.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

III.2.1.2. Método grados día

Los grados día (HDD, Heating Degree Days) es una variable que se emplea para cuantificar las necesidades de calefacción (o refrigeración) de un edificio. Es decir, es una variable que está relacionada con la demanda energética de un edificio. Cuanto mayor sea el valor, más demanda existe. Esta variable se calcula, como mínimo, para periodos de tiempo diarios. No obstante, puede obtenerse para periodos de tiempo mayores, para un mes, si se suman los HDD de todos los días de ese mes en concreto. El cálculo de los HDD requiere una temperatura de referencia T_{ref}^{HDD} , el cálculo de esta variable se muestra en la figura III.22. La elección de la referencia es arbitraria, elegir una u otra no significa que la demanda sea mayor o menor, sino que a cada demanda (día) tendrá asociado un valor de HDD diferente del que podría tener respecto de otra referencia distinta.

En la figura III.22 se muestra la curva de cómo evoluciona la temperatura exterior para cada hora del día (la forma de la curva es típica de un día de invierno) superpuesta con la temperatura de referencia.

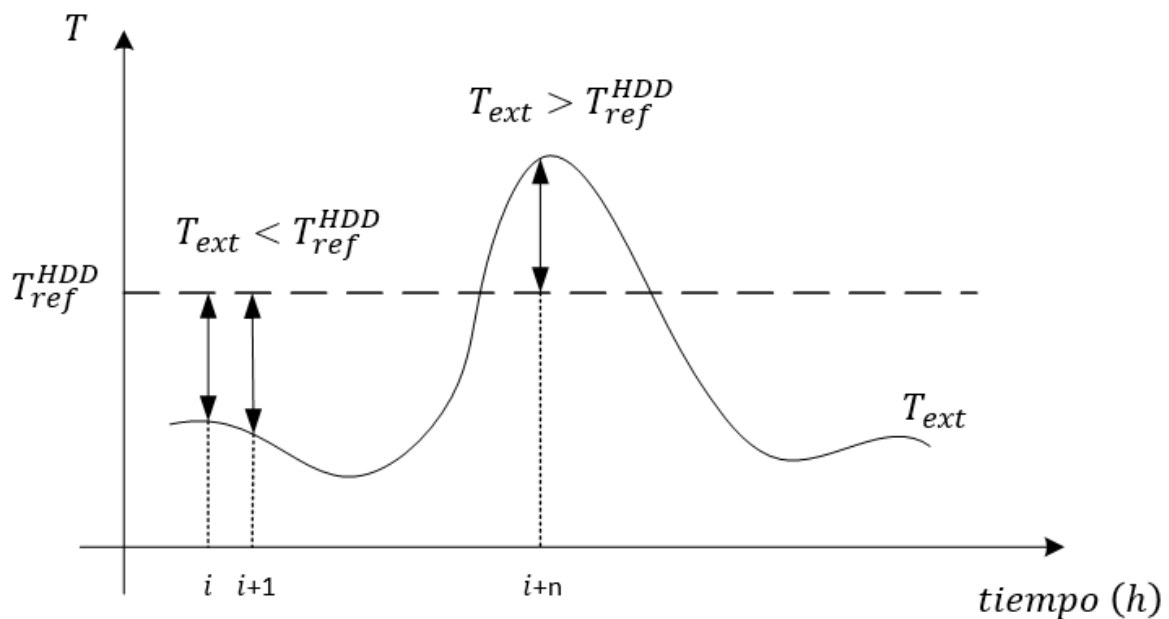


Figura III. 22. Concepto de los grados día

La temperatura de referencia no varía y por ello se representa con una línea horizontal. Existen dos posibles situaciones:

- Si $T_{ref}^{HDD} > T_{ext}$, para una hora en concreto, existe demanda de calefacción. Esa demanda es proporcional a la diferencia $(T_{ref}^{HDD} - T_{ext})$.
- Si $T_{ref}^{HDD} < T_{ext}$, para una hora en concreto, no existe demanda de calefacción. Al no haber demanda no se computa la diferencia $(T_{ref}^{HDD} - T_{ext})$, ya que el resultado de esa diferencia es negativo. Se dice que los HD_i (grados de calefacción para una hora i en concreto) son nulos.

Por tanto, para una hora en concreto, la aportación de esa hora a los grados día viene dada por la ecuación $(E - I.)$.

$$\begin{aligned} \text{Si: } T_{ref}^{HDD} - T_{ext}^{hora,i} > 0 &\rightarrow HD_i = T_{ref}^{HDD} - T_{ext}^{hora,i} \\ \text{Si: } T_{ref}^{HDD} - T_{ext}^{hora,i} < 0 &\rightarrow HD_i = 0 \end{aligned} \quad (E - III.84)$$

En este trabajo, el concepto de grados día se emplea únicamente para calefacción. No obstante, para refrigeración se calcularía de manera análoga, ecuación $(E - I.)$.

$$\begin{aligned} \text{Si: } T_{ref}^{HDD} - T_{ext}^{hora,i} < 0 &\rightarrow CD_i = T_{ext}^{hora,i} - T_{ref}^{HDD} \\ \text{Si: } T_{ref}^{HDD} - T_{ext}^{hora,i} > 0 &\rightarrow CD_i = 0 \end{aligned} \quad (E - III.85)$$

Donde:

- CD_i : grados de refrigeración para la hora i .

Finalmente, los grados día es la suma de las contribuciones de todas las horas (desde las 0:00 hasta las 23:00 h, 24 horas), ecuación $(E - III.86)$.

$$HDD = \sum_{i=0}^{23} HD_i \quad (E - III.86)$$

El uso de la variable de los grados día resulta interesante desde dos perspectivas:

- Se puede calcular la demanda de calefacción o refrigeración para unas determinadas condiciones, asumiendo régimen estacionario. En esto se basa el método de los grados día.
- Caracterizar el comportamiento del edificio. Esta idea se basa en que, si se representan los consumos de calefacción de un edificio, comunidad de vecinos o distrito frente a los HDD, se obtiene una regresión lineal. Esto es interesante ya que, si se tiene esta recta de comportamiento, se puede estimar el consumo del edificio en unas situaciones climatológicas diferentes a las condiciones en que se han recogido los datos para caracterizar el edificio. También es útil si se hacen medidas de ahorro energético sobre la envolvente ya que este método permite cuantificar ahorros. Esta metodología NO se corresponde con el método de los grados día, pero utiliza la misma variable, los grados día, en su desarrollo.

El método de los grados día permite calcular la demanda de calefacción o refrigeración mediante los grados día de calefacción o refrigeración para unas condiciones dadas considerando régimen estacionario. Para ello se aplican las ecuaciones (E – III.87) y (E – III.88) para las demandas de calefacción y refrigeración respectivamente.

$$Q_{CAL} = \frac{K \cdot A_{en}}{\eta} \cdot HDD \cdot \frac{24}{1000} \quad (E - III.87)$$

$$Q_{REF} = \frac{K \cdot A_{en}}{\eta} \cdot CDD \cdot \frac{24}{1000} \quad (E - III.88)$$

Donde:

- K : coeficiente global de transmisión de calor de la envolvente, se expresa en $[W/m^2 \cdot K]$ y viene dado por la ecuación (E – I.).
- A_{en} : superficie de intercambio de la envolvente térmica del edificio, $[m^2]$.
- η : rendimiento del sistema de acondicionamiento.

Nótese que el objetivo del método de los grados día es determinar una potencia, es decir, un resultado en W . Sin embargo, la variable de grados día se puede emplear para hacer correlaciones con consumos, es decir, Wh obteniendo regresiones lineales. Por esta razón, los HDD es una variable cuya utilidad no es solo estimar una demanda puntual, sino que permite relacionar el consumo energético del edificio con las condiciones exteriores para

diferentes años. Aplicando este planteamiento se puede detectar un cambio en el comportamiento en el edificio si se hace una modificación sobre el mismo, por ejemplo, modificar la envolvente. Es decir, permite comparar distintas situaciones para evaluar un ahorro de consumos. Supóngase que se tiene un edificio de viviendas, sobre ese edificio se dispone de un registro de consumos de calefacción que proviene de registrar valores de los contadores de los edificios o de facturas. Sobre ese edificio se realiza una intervención, por ejemplo, cambiar el aislamiento de la fachada, esta intervención supone una reducción del consumo de calefacción.

Supóngase que se quiere evaluar cuánto es el ahorro a posteriori de esa intervención. En la figura III.23, se muestra el comportamiento de las dos situaciones. Los valores azules representan la situación inicial y los rojos la situación final (considérese que cada punto es una demanda mensual, por simplicidad. Se muestran 8 meses en los que pueden estar encendidas las calderas al año, se puede calcular la recta para todos los días del año de la misma manera de forma más precisa). Para evaluar el ahorro se puede elegir un día (según la representación de la figura sería para un mes) a futuro (donde se hace una previsión de los HDD) y se calcula el consumo o la demanda de energía para la situación actual (ya después de la intervención) con la que existía inicialmente. La diferencia es el ahorro de energía. Si se realiza este estudio para todos los días (meses) del año se puede estimar un ahorro anual.

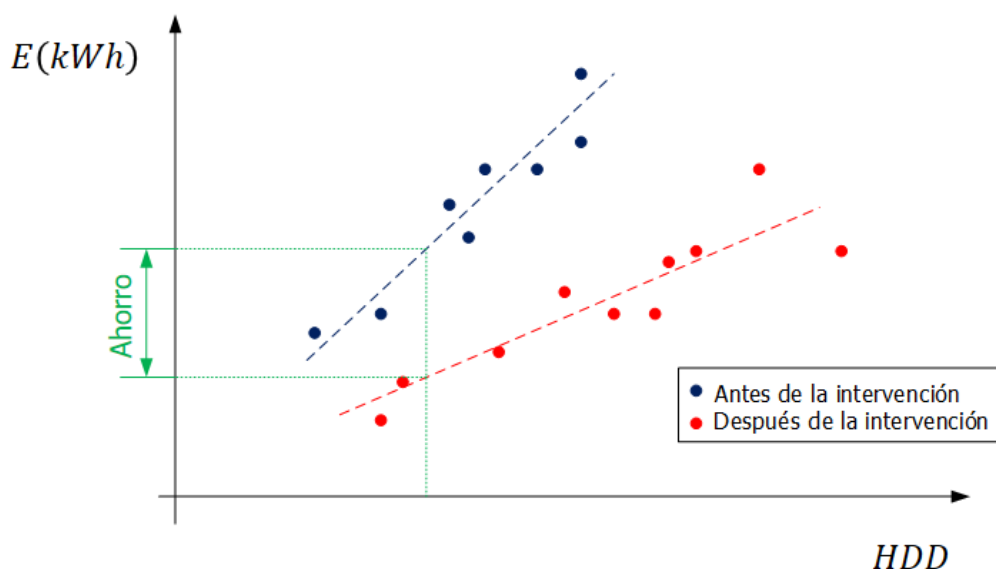


Figura III. 23. Representación del ahorro energético tras intervenir en la envolvente térmica del edificio

Nótese que las pendientes de estas regresiones no tienen significado físico, no son el valor $\frac{K \cdot A_{en}}{\eta}$, aunque obviamente están relacionadas con la característica de la envolvente.

III.3. Tecnologías HVAC

Acondicionar el ambiente interior en locales requiere de sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado que mantengan sus condiciones de habitabilidad. Estos sistemas tienen asociado un consumo de energías, por lo que la selección adecuada de este tipo de sistemas es un aspecto fundamental en el objetivo de aspirar a conseguir edificios de bajo o nulo consumo de energía. En los apartados posteriores se desarrollan diferentes tipos de sistemas existentes para acondicionar el ambiente interior en edificios.

III.3.1. Calderas convencionales

Para todo este epígrafe se recomienda un seguimiento detallado de las siguientes quías técnicas: [64], [65].

III.3.1.1. Quemadores

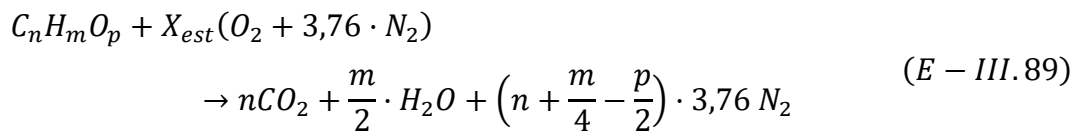
Los quemadores son los equipos donde tiene lugar la combustión. Recuérdese que, para que la combustión tenga lugar han de coexistir tres factores, de modo que si falta alguno de ellos la combustión no tendrá lugar. Estos componentes son:

- Combustible: el combustible independientemente de que sea sólido, líquido y gaseoso está formado principalmente por carbono (C) e hidrógeno (H). Aunque puede contener otros componentes minoritarios como azufre (S) (como en el gas natural), oxígeno (O) y humedad (H_2O) (como en el caso de la biomasa), cenizas, etc.
- Comburente: el comburente universal es el oxígeno. No obstante, en la mayoría de las aplicaciones se emplea aire como comburente (salvo en caso de oxicomustiones que se alimenta el quemador con oxígeno puro como comburente). Recuérdese que únicamente el 21 % en volumen del aire es oxígeno, de tal forma que se introduce un 79 % de nitrógeno que es un inerte (salvo a temperaturas mayores de 1200 –

1400 °C donde se forman óxidos de nitrógeno térmicos). Introducir nitrógeno junto con el comburente constituye la principal pérdida en la caldera asociada a pérdidas de calor sensible en los humos como se discutirá posteriormente.

- Energía de activación: la energía de activación es la energía que es necesario aportar a una reacción (independientemente de que sea endotérmica o exotérmica) para que la reacción tenga lugar. En una combustión la energía de activación es menor que la energía que desprende la propia reacción y por ello la reacción se auto-mantiene, la reacción coge una pequeña parte del calor que genera para compensar su energía de activación. Al iniciar la reacción es necesario hacer un aporte de energía precisamente porque como la reacción aún no se ha iniciado no existe una fuente de la que coger energía para vencer la energía de activación. Por este motivo, en motores de encendido provocado (motor gasolina) se genera una chispa con un arco eléctrico en la bujía del motor, para iniciar la combustión.

Desde un punto de vista genérico, una reacción de combustión se puede plantear mediante la reacción química genérica de la ecuación (E – III. 89).



Esta reacción está ajustada de tal manera que el X_{est} es un coeficiente estequiométrico que contempla el aire que es necesario introducir en la caldera para quemar (idealmente) todo el combustible. Para calcular X_{est} se puede aplicar la ecuación (E – III. 90), como se puede ver es un parámetro que dependen únicamente del combustible utilizado.

$$X_{est} = n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \quad (E - III. 90)$$

Normalmente, en las calderas se introduce más aire que el aire estequiométrico. Para cuantificar este aire se define un índice de exceso de aire.

$$n_{exceso} = \frac{\dot{m}_{aire\ real}}{\dot{m}_{aire\ esteq}} = \frac{\dot{n}_{aire\ real}}{\dot{n}_{aire\ esteq}} = \frac{\dot{V}_{aire\ real}}{\dot{V}_{aire\ esteq}} \quad (E - III. 91)$$

Donde:

- \dot{m} : flujo másico (o gasto), [kg/s].
- \dot{n} : flujo molar, [kmol/s].

- \dot{V} : flujo volumétrico, [m^3/h]. El flujo volumétrico depende de las condiciones de presión y temperatura (de la densidad), si se emplea este flujo volumétrico es habitual considerar condiciones normales, es decir, 1 mol de gas ocupa 22,4 L.

III.3.1.2. Clasificación de quemadores

III.3.1.2.1. Según el aporte de aire de combustión

Por la forma en que se introduce el aire de combustión se distinguen dos tipos de quemadores: quemadores atmosféricos y quemadores mecánicos.

Los **quemadores atmosféricos** solamente se emplean en combustibles gaseosos. El aire en el quemador (aire primario) se introduce a partir de la depresión que genera el combustible al ser introducido (efecto Venturi). El resto del aire (aire secundario) se obtienen por difusión del aire ambiente alrededor de la llama. En este tipo de quemadores se obtienen combustiones con elevados índices de exceso de aire. La densidad de potencia que se consigue es baja, siendo esta una de las limitaciones de este tipo de quemadores.

Para vencer la energía de activación se introducen dispositivos electrónicos que generan encendidos automáticos. En la actualidad, la llamada llama piloto ya no se utiliza debido a que debía estar constantemente encendida.

La regulación del gas este tipo de quemadores se hace por variación de la presión en el inyector (controlando la apertura de la válvula del gas). Esto permite que el quemador pueda modular con facilidad. La regulación del aire se puede conseguir:

- Modificando la sección de entrada de aire obturando la sección por donde entra el propio aire (con mecanismos de capuchones deslizantes, por ejemplo).
- Por deslizamiento de la boquilla del inyector respecto del Venturi.

La solución más habitual es controlar la entrada de gas y la depresión que genera el propio gas hace que se introduzca un gasto de aire que no se controla.

Se pueden introducir ventiladores de aire que mejoran la mezcla aire –combustible. A esta variante se la denomina quemadores atmosféricos de premezcla.

Los **quemadores mecánicos**, también denominados de sobrepresión, se caracterizan porque el aire es introducido con un ventilador. Existen diversos sistemas para garantizar la mezcla

de aire combustible en función de la naturaleza del combustible. Si el combustible es gaseoso, aprovechando la propia presión de suministro en el inyector garantiza la mezcla.

Si el combustible es líquido se introducen sistemas de pulverización para crear microgotas de combustible y así facilitar la mezcla del combustible con el aire.

El sistema de pulverización más extendido es el de pulverización mecánica mediante una bomba de combustible movida conjuntamente por el mismo motor que el ventilador.

Este tipo de quemadores existen para cualquier rango de potencias. Además, se puede controlar la relación aire combustible por lo que es posible tener un control más exhaustivo de la combustión.

III.3.1.2.2. *Por escalones de potencia*

En función del rango de potencia (escalón) se tienen tres tipos o tres categorías de quemadores:

- De **una marcha**: no pueden regular, se aplica en quemadores de baja potencia.
- De **varias marchas**: habitualmente tienen dos marchas, dos modos de funcionamiento (pueden funcionar generando dos potencias distintas en función del punto de funcionamiento). Se utilizan para potencias intermedias y altas.
- **Modulantes**: pueden regular entre un valor mínimo y máximo de potencia. Para ello ajustan la relación aire-combustible, de manera que pueden trabajar a rendimientos elevados en una amplia gama de potencias.

El RITE regula los rangos de potencia que limitan introducir un tipo de quemador u otro, esto se muestra en la tabla III.10.

Tabla III. 10. Tipos de quemador según escalones de potencia

Potencia nominal	Regulación mínima
$PN \leq 70$	Una marcha
$70 < PN \leq 400$	Dos marchas
$400 < PN$	Tres marchas o modulante

III.3.1.3. Clasificación de calderas

Las calderas son los elementos donde el calor generado en la combustión realizada en los quemadores se transfiere al agua de la instalación. La caldera, esencialmente, se puede entender como un intercambiador de calor.

Las calderas se pueden clasificar atendiendo a diversos criterios. Si se clasifican en función de:

- El **tipo de combustible** que emplea: combustible sólido, combustible líquido, combustible gaseoso, polcombustibles.
- La **presión del hogar**: de hogar en depresión, atmosféricas, de sobrepresión.
- El **material** con el que están construidas: hierro fundido, chapa de acero.

En los sectores residencial y terciario, prácticamente todas las calderas son de agua caliente. En este tipo de calderas el agua se calienta a temperaturas inferiores a 110 °C. Se muestra una caldera pirotubular en la figura III.24 (los humos circulan por el interior de los tubos del intercambiador que constituye la caldera y el agua circula por la carcasa del intercambiador) con quemador mecánico.

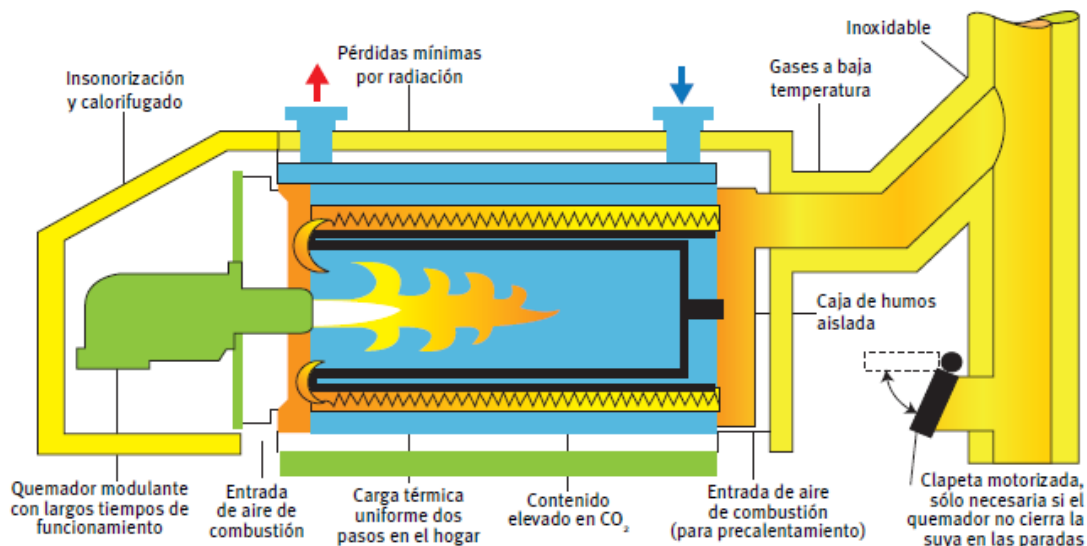


Figura III. 24. Representación de una caldera tipo pirotubular

III.3.1.4. Otros criterios de clasificación de calderas

Se puede plantear otra clasificación adicional en función del riesgo de condensación en el lado de humos. Si la temperatura de los humos desciende por debajo de la temperatura de

rocío comienza a condensar el agua contenida en los humos (la suma de: el agua generada en la combustión, la mayor contribución, la humedad contenida en el combustible y la humedad contenida en el aire). Según este criterio se distinguen tres tipos de calderas: caldera estándar, caldera de baja temperatura y calderas de condensación.

III.3.1.4.1. Caldera estándar

No están diseñadas para trabajar con condensaciones y, por tanto, deben trabajar con temperaturas de retorno por encima de la temperatura de rocío de humos para poder evitar la situación de condensación.

Dentro de cumplir esa condición, cuanto menor sea la temperatura de salida de humos mayor será el rendimiento de la caldera. Las calderas convencionales trabajan con temperaturas de humos inferiores a 240 °C. Las calderas de alta eficiencia consiguen rendimientos mayores que las calderas convencionales logrando enfriar más los humos, incluso a temperaturas inferiores a 140 °C, sin peligro de condensaciones.

III.3.1.4.2. Caldera de baja temperatura

Este tipo de calderas están diseñadas para trabajar con temperaturas de retorno de agua más bajas sin llegar a producirse condensación. Esto se consigue modificando el diseño de los tubos de humos, de manera que la temperatura de los humos se mantiene por encima del punto de rocío aún con temperaturas de retorno bajas. Su aplicación principal es en instalaciones donde pueden trabajar un número de horas elevado a baja temperatura.

III.3.1.4.3. Caldera de condensación

Están construidas con materiales que soportan el riesgo de condensación (corrosión). Este tipo de calderas aprovechan el calor latente asociado al cambio de fase del agua de los humos. Esto supone una mejora del rendimiento. Su aplicación principal es en instalaciones donde pueden trabajar un número de horas elevado a baja temperatura.

El combustible con mayor producción de agua en su combustión (a excepción del hidrógeno) es el gas natural, por lo que es el más adecuado para ser utilizado en calderas de condensación ya que es el que mayor agua genera y, por ende, en el que más agua podrá condensar.

III.3.1.5. Análisis de los tipos de calderas

Como se señalaba anteriormente, la caldera se puede entender como un intercambiador. Por tanto, para extraer algunas conclusiones de los diferentes tipos de calderas se puede plantear la ecuación general de diseño de intercambiadores, ecuación (E – III. 92).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \quad (E - III. 92)$$

Donde:

- Q : calor intercambiado en la caldera (energía cedida por los humos o energía captada por el agua), se trata de la potencia que aporta la caldera, $[W]$.
- U : coeficiente global de transmisión de calor que caracteriza el intercambiador de la caldera, $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$.
- A : superficie de intercambio de la caldera, $[m^2]$.
- ΔT_{ln} : diferencia media logarítmica de temperaturas. Depende del salto térmico tanto en el agua como en los humos.

La temperatura de los humos varía entre valores incluso superiores a los 2000 °C en el quemador y menos de 240 °C en los humos. Las temperaturas del agua varían entre las de impulsión y retorno de la instalación. Analizando la ecuación (E – I.) se puede concluir que la caldera no tiene una potencia única, sino que depende de los flujos de la caldera (gasto de agua y gasto de humos) y de las temperaturas de los humos y del agua. Esto es así ya que la superficie de intercambio es un parámetro inalterable de la caldera, depende del diseño de la caldera. El coeficiente global de transmisión de calor depende de los gastos de agua y de humos que circulan por la caldera, ya que los gastos determinan (entre otros factores) los coeficientes de película que determinan el coeficiente global de transmisión de calor. El coeficiente global también depende del material con el que se construye el intercambiador, en cualquier caso, el material es un parámetro de diseño de la caldera y por tanto inalterable. Además, se pueden considerar resistencias por ensuciamiento en la caldera que dependen de la operación de la caldera, estas resistencias por ensuciamiento disminuyen el coeficiente global de transmisión de calor y por tanto menguan la potencia de la caldera. No obstante,

para extraer conclusiones preliminares el factor ($U \cdot A$) se puede considerar como un parámetro inalterable de la caldera. De tal manera que para analizar la potencia que suministra la caldera (y los rendimientos) el parámetro que debe acaparar la atención, al menos en un análisis cualitativo preliminar, son las temperaturas de humos y de agua.

Si las temperaturas de los humos son bajas las calderas tienen eficiencias mayores. No obstante, enfriar mucho los humos implica que el salto de temperatura entre los humos y el agua es menor y esto supone que para intercambiar la misma potencia se requieren calderas más grandes, con mayor superficie de intercambio y, por ende, más caras. Por otro lado, al tener más superficie tienen mayores pérdidas por la envolvente, esto se debe considerar en el aislamiento de la caldera (no obstante, las pérdidas en la envolvente con la caldera aislada correctamente son despreciables).

La conclusión anterior también es aplicable a calderas de baja temperatura. Para las calderas de condensación, se requieren materiales especiales para su construcción para evitar problemas de corrosión, lo que también contribuye a aumentar su coste.

Se puede concluir que, tanto las calderas de alto rendimiento, baja temperatura y condensación, permiten obtener elevados rendimientos, pero a su vez costes mayores. Por ello, es relevante optar por un tipo u otro en función de las condiciones de funcionamiento de la instalación, horarios de funcionamiento, etc.

III.3.1.6. Rendimiento de una caldera

De forma genérica, el rendimiento de una caldera viene dado por la ecuación ($E - III.93$).

$$\eta_{PCI} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot c_p \cdot (T_{imp} - T_{ret})}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (E - III.93)$$

Donde:

- \dot{m}_{agua} : flujo másico de agua, $[kg/h]$.
- c_p : calor específico del agua a presión constante, $[kJ/kg \cdot K]$.
- T_{imp} : temperatura de impulsión (a la salida de la caldera), $[^{\circ}C]$.
- T_{ret} : temperatura de retorno (a la entrada de la caldera), $[^{\circ}C]$.
- \dot{m}_{comb} : flujo másico de combustible, $[kg/h]$.
- PCI : poder calorífico inferior del combustible, $[kJ/kg]$.

El rendimiento definido y calculado en la ecuación ($E - I.$) es un rendimiento calculado en base a PCI. Si se trabaja con calderas de condensación y se define un rendimiento en base a PCI este rendimiento puede ser mayor al 100 % porque no se está considerando la condensación del agua generada en la combustión. Se puede calcular el mismo rendimiento en base a PCS (poder calorífico superior) de tal manera que, aunque se produzca condensación del agua contenida en los humos, el rendimiento calculado será siempre menor al 100 % (incluso en calderas de condensación). El rendimiento en base a PCS viene dado en la ecuación ($E - III. 94$).

$$\eta_{PCS} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot c_p \cdot (T_{imp} - T_{ret})}{\dot{m}_f \cdot PCS} \quad (E - III. 94)$$

Calcular el rendimiento con cualquiera de las dos ecuaciones anteriores es lo que se conoce como calcular el rendimiento con métodos directos, es decir, se computa una energía suministrada (en el combustible) una energía aprovechada (en el agua) y se evalúa un rendimiento. Sin embargo, si no se dispone información de consumos de combustible, o de contadores de agua el método directo no es aplicable y se recurren a métodos indirectos. Si se hace un análisis de combustión en una caldera y con esos datos se calcula un rendimiento, se está aplicando el método indirecto. El método indirecto consiste en restar al 100 % las diferentes pérdidas que se pueden producir en una caldera, ecuación ($E - I.$). Nótese que este rendimiento es un rendimiento en base a PCI.

$$\eta = 100 - \%P_{inq} - \%P_{sensible} - \%P_{C+R} \quad (E - III. 95)$$

Donde:

- $\%P_{inq}$: pérdidas asociadas a inquemados, [%].
- $\%P_{sensible}$: pérdidas asociadas a calor sensible en los humos, son mayores cuanto mayor sea la temperatura de salida en los humos, [%].
- $\%P_{C+R}$: pérdidas por convección y radiación entre la caldera y el entorno, [%].

Las pérdidas por convección y radiación entre la caldera y el entorno se pueden calcular mediante la ecuación ($E - III. 96$).

$$\%P_{C+R} = \frac{Q_{frontal} + Q_{trasera} + Q_{envolvente}}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (E - III. 96)$$

Para el cálculo de las pérdidas en las diferentes superficies de la calera se utiliza un coeficiente de película combinado radiante – convectivo. Las siguientes contribuciones se desglosan a continuación:

$$Q_{frontal} = S_{frontal} \cdot 14 \cdot (T_{frontal} - T_{aire})$$

$$Q_{trasera} = S_{trasera} \cdot 14 \cdot (T_{trasera} - T_{aire})$$

$$Q_{envolvente} = S_{envolvente} \cdot 11,5 \cdot (T_{envolvente} - T_{aire})$$

Para reducir las pérdidas de convección y radiación se requiere incrementar el aislamiento entre el equipo y el ambiente. Los coeficientes combinados, que se han considerado como constantes en las ecuaciones anteriores, pueden variar dependiendo de las condiciones del entorno.

Las pérdidas de calor sensible están asociadas a que los humos salen a una temperatura muy superior a la temperatura ambiente. Para estimar estas pérdidas se puede emplear la ecuación de Sieggert, ecuación (E – III. 97).

$$\%P_{sensible} = k_{sieggert} \cdot \frac{(T_{humos} - T_{aire})}{[CO_2] + [CO] + [SO_2]} \quad (E - III. 97)$$

Es habitual que se verifique que:

$$[CO] \ll [CO_2]$$

$$[SO_2] \ll [CO_2]$$

Si se cumplen las dos condiciones anteriores, la ecuación (E – III. 97) se puede escribir según la expresión (E – III. 98).

$$\%P_{sensible} = k_{sieggert} \cdot \frac{(T_{humos} - T_{aire})}{[CO_2]} \quad (E - III. 98)$$

La constante de Sieggert depende a su vez de la concentración de CO_2 , en la figura III.25 se encuentra representada esta constante. La ecuación (E – III. 99) es una regresión de la figura que permite calcular de forma analítica la constante de Sieggert.

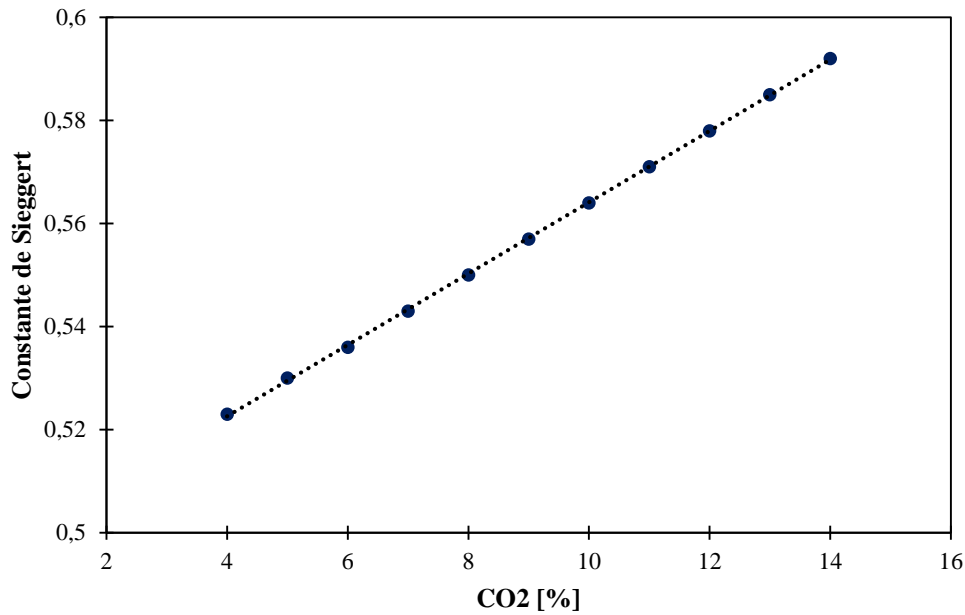


Figura III. 25. Valores de la constante de Sieggert

$$k_{sieggert} = 0,0069 \cdot [CO_2] + 0,4949 \quad (E - III. 99)$$

La regresión tiene un valor de ajuste de:

$$R^2 = 0,9998$$

Finalmente, las pérdidas por inquemados están asociadas a combustible que no se ha quemado durante el proceso de combustión y saldrá en los humos sin reaccionar. Estas pérdidas se pueden evaluar en función de las concentraciones de CO, CH y partículas de hollín (C), un ejemplo de ello es la ecuación (E - III. 100).

$$\%P_{inquemados} = \frac{21}{21 - [O_2]\%} \cdot \left(\frac{[CO]_{ppm}}{3100} + \frac{[CH]_{ppm}}{1000} + \frac{\% Opacidad}{65} \right) \quad (E - III. 100)$$

Dependiendo de normativas se pueden encontrar otras expresiones como la ecuación (E - III. 101).

$$\%P_{inquemados} = C_{comb} \cdot \frac{[CO]\%}{[CO_2]\% + [CO]\%} \quad (E - III. 101)$$

Donde C_{comb} es una constante que depende del combustible y toma los valores que se encuentran en la tabla.

Tabla III. 11. Valores de la constante para calcular las pérdidas por inquemados

Carbón	60
Gas ciudad	35
Gas propano	84
Gas natural	72
Gas butano	75
Combustible líquido	95

III.3.1.7. Rendimiento estacional

El IDAE propone un método para el cálculo del rendimiento estacional para instalaciones que no dispongan de contadores. Para ello se dispone de la ecuación (E – III. 102).

$$\eta_G = \frac{\eta_c - 2}{1 + \left[\left(\frac{P_n}{P_p} - 1 \right) \cdot C_o \right]} \quad (E - III. 102)$$

Donde:

- η_G : rendimiento estacional de la caldera, [%].
- η_c : rendimiento instantáneo de combustión, [%].
- P_n : potencia nominal de la caldera, [kW].
- P_p : potencia media real de producción, [kW].
- C_o : coeficiente de operación.

El coeficiente de operación es un parámetro que depende de la potencia nominal de la caldera. Se encuentra tabulado en la tabla III.12.

Tabla III. 12. Valores del coeficiente de operación en función de la potencia nominal de la caldera

P_n [kW]	C_o
< 75	0,05
75 – 150	0,04
150 – 300	0,03
300 – 1000	0,02
> 1000	0,01

III.3.2. Calderas de condensación

Como se ha señalado anteriormente, las calderas de condensación aprovechan el calor latente asociado al cambio de fase del agua contenida en los humos. Este aprovechamiento supone una mejora del rendimiento de la caldera y, por ende, es posible reducir el consumo de energía para calefacción y agua caliente sanitaria (ACS). Además, cabe destacar que la vida útil de las instalaciones de calefacción suele alcanzar 20 años o más, por tanto, pequeñas mejoras en el rendimiento pueden suponer un ahorro energético considerable a largo plazo, con su consecuente repercusión positiva en el ámbito económico y ambiental.

Cuando la caldera opera, mientras el agua se calienta los humos se enfrían. Cuando la temperatura de los humos se iguala (y cuando es inferior) a la temperatura de rocío comienza la condensación del agua de los humos. Cuanto más alta sea la temperatura de rocío, antes empieza a condensar el agua que se contiene en los humos y, por tanto, mayor es el efecto de mejora de rendimiento (más agua puede condensar). Para que la temperatura de rocío sea más alta la presión parcial del agua en los humos debe ser lo más alta posible, esto se consigue aumentando la concentración de vapor de agua en los humos. Por ejemplo, en gas natural, para índices de exceso de aire nulos, la temperatura de rocío es de en torno a 60 °C. A medida que aumenta el índice de exceso de aire, la concentración del vapor de agua en los humos disminuye, esto provoca que la temperatura de rocío disminuya y por tanto el agua en los humos condensa más tarde. Por esta razón, en calderas de condensación es deseable trabajar con índices de exceso de aire lo más bajos posible.

Nótese que los humos se pueden enfriar, como máximo, hasta la temperatura de entrada del fluido frío a la caldera, es decir, hasta la temperatura del retorno de agua. Si la temperatura del retorno de agua son 70-75 °C y los humos salen de la caldera a esa temperatura o más calientes, se puede afirmar que no se producirá nunca condensación. Por ello se puede concluir que la tecnología de condensación es de especial interés en instalaciones en que se precisen temperaturas de calentamiento por debajo 60 °C. Una aplicación adecuada puede ser combinar calderas de condensación con suelo radiante o fancoils, que pueden operar con temperaturas del fluido caloportador comprendidas entre 30 °C y 50 °C en el circuito de calefacción, emitiendo los humos a temperaturas entre 40 °C y 60 °C garantizando que se produce condensación.

Aunque también se ha mencionado anteriormente, cabe destacar que si se define el rendimiento de calderas de condensación en base a PCI se pueden obtener valores por encima

del 100 % ya que el poder calorífico inferior considera que el agua tras la combustión se encuentra en fase vapor. En la tabla se muestran diferentes características relacionadas con la tecnología de condensación, como el rendimiento máximo definido sobre PCI o el volumen de agua condensada para diferentes combustibles.

Tabla III. 13. Parámetros de interés en calderas de condensación para diferentes combustibles

Combustible	PCS [kWh/Nm ³]	PCI [kWh/Nm ³]	Rendimiento Máximo $100 \cdot PCS/PCI$	Máxima cantidad de agua condensada
Gas natural	11,46	10,35	111	1,63 kg/Nm ³
Propano	28,02	25,8	109	3,37 kg/Nm ³
Butano	37,19	34,35	108	4,29 kg/Nm ³
Gasóleo	10,68	10,08	106	0,88 kg/litro

En términos generales, cuanto mayor sea la diferencia entre el poder calorífica superior y el poder calorífico inferior (lo que ocurre con combustibles con mayor contenido en hidrógeno), mayor será el aprovechamiento en la condensación. Un combustible que presentan aprovechamientos especialmente rentables es el gas natural, aunque el gasóleo supone importantes potenciales de ahorro.

Finalmente, cabe destacar que el material de construcción de este tipo de calderas es relevante ya que se pueden solubilizar componentes de los humos en los condensados y tener un condensado ácido que puede generar graves problemas de corrosión. Por este motivo se emplean materiales como acero inoxidable con cromo, níquel y molibdeno.

III.3.3. Bomba de calor

Una bomba de calor es un dispositivo que funciona como una máquina frigorífica. Son dispositivos de refrigeración por compresión mecánica de un refrigerante. El efecto de refrigeración consiste en evacuar calor de un espacio, ese calor se cede al fluido refrigerante (evaporador) evaporándolo. El refrigerante evaporado se introduce en un compresor (1) aumentando su presión y su temperatura. Nótese que la temperatura a la salida del compresor (2) debe ser mayor que la temperatura del foco caliente y, lo que es más importante, el refrigerante en el compresor se debe comprimir hasta una presión tal que la temperatura de cambio de fase asociada a esa presión también sea mayor que la temperatura del foco

caliente. Si estas últimas consideraciones no se cumplen el refrigerante no podrá ceder calor al foco caliente.

El refrigerante cede calor primero sensible (ya que a la salida del compresor se encuentra en estado de vapor sobrecalentado) y luego latente cambiando de fase a líquido (condensador). El refrigerante a la salida del condensador (3) puede estar como líquido saturado o como líquido subenfriado. A la salida del condensador, el refrigerante se expansiona en una válvula de tal manera que parte del refrigerante se evapora debido a la expansión (4), el resto del refrigerante líquido se evaporará en el evaporador. En la figura III.26 se muestra una representación esquemática de la bomba de calor y en la figura el ciclo termodinámico representado en el diagrama p-h (presión-entalpía) para propano.

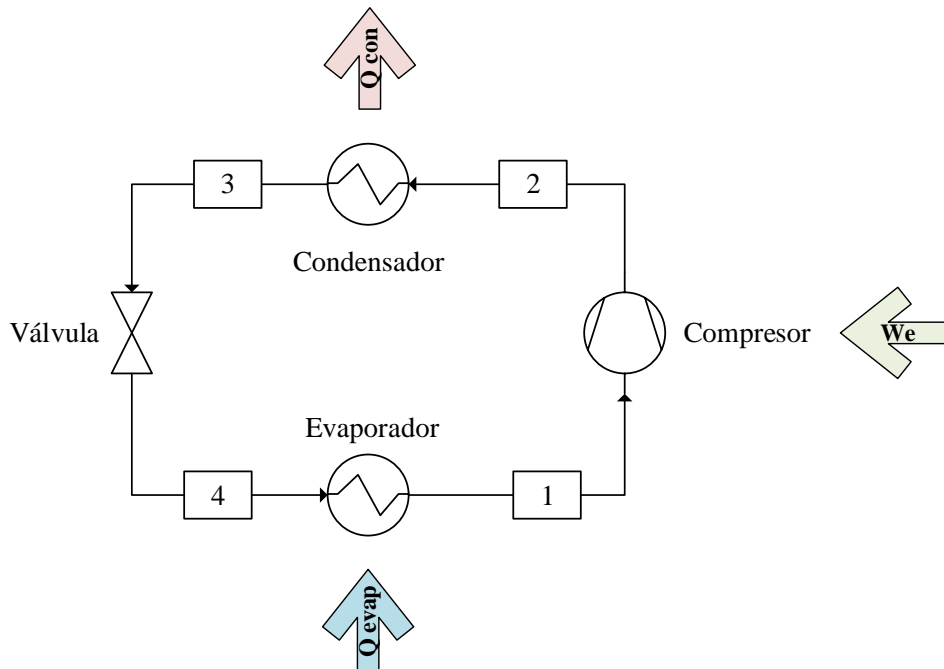


Figura III. 26. Puntos para caracterizar la bomba de calor

Este tipo de tecnología se puede emplear también para dar calor en un espacio si se invierte el ciclo, es decir, el condensador pasa a ser el evaporador y el evaporador pasa a ser el condensador. De tal manera que el equipo que está colocado dentro de la estancia hace la función de evaporador en verano y de condensador en invierno. Se consigue invertir el ciclo invirtiendo el flujo de del refrigerante mediante una válvula de 4 vías. La válvula de 4 vías controla donde se dirige el refrigerante a la salida del compresor. Nótese que el equipo que se encuentra a la salida del compresor siempre es el condensador, lo que ocurre es que el condensador puede ser la unidad interior o la unidad exterior en función de si se requiere

calefacción o refrigeración. En la figura III.27 se muestran los modos de operación de una válvula de 4 vías.

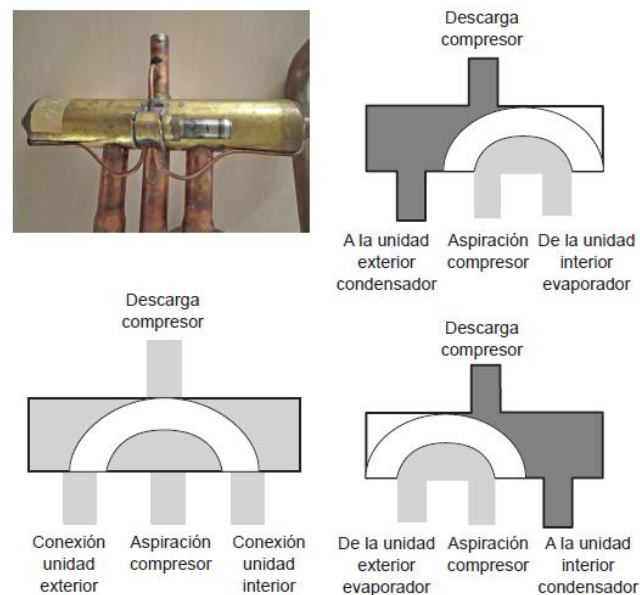


Figura III. 27. Funcionamiento de una válvula de 4 vías

La clasificación más habitual de bombas de calor se realiza en función de los focos térmicos. Los focos térmicos más habituales son el aire, el agua y el suelo (tierra). Por tanto, se puede distinguir entre bomba de calor aire-aire, aire-agua (instalaciones de suelo radiante o fancoils), tierra-aire (bomba de calor geotérmica de baja temperatura).

Si se aplica un balance de energía a la bomba de calor se obtiene la ecuación ($E - III. 103$).

$$Q_{evap} + W_e = Q_{cond} \quad (E - III. 103)$$

En lugar de definir un rendimiento, en este tipo de máquinas se define un COP, un coeficiente de operación. El coeficiente de operación es una medida de la eficiencia de la máquina y depende de si se encuentra en modo calefacción o en modo refrigeración. Por tanto, los COP de calefacción y de refrigeración vienen dados por las ecuaciones ($E - III. 104$) y ($E - III. 105$) respectivamente.

$$COP_{refrigeración} = \frac{Q_{evap}}{W_e} \quad (E - III. 104)$$

$$COP_{calefacción} = \frac{Q_{cond}}{W_e} \quad (E - III.105)$$

III.3.4. Redes de distrito

El concepto de redes de distrito supone una generación de calefacción (o refrigeración) centralizada para abastecer la demanda energética de un gran número de edificios. Si la red distribuye calor recibe el nombre de *district heating*, si distribuye frío de *district cooling* y si distribuye ambas *district heating and cooling*. La energía se genera en una central térmica de alta potencia obteniendo mejores rendimientos de generación que mediante centrales pequeñas o calderas que abastecen a un único edificio. Esto unido a la posibilidad de emplear combustibles renovables como la biomasa, la disposición de sistemas de acumulación que independicen la generación de la distribución, el aprovechamiento de la inercia térmica de la instalación, etc., hace que sea una alternativa que se ha implementado crecientemente en los últimos años [66].

El suministro energético se hace por medio de tuberías aisladas normalmente enterradas que reciben el nombre de anillo. En cada edificio existe una subestación que consiste en un intercambiador de placas que intercambia calor desde el circuito de calefacción del propio edificio con el anillo. Por tanto, los elementos fundamentales que constituyen el *district heating* son: la central térmica, la red de distribución, las subestaciones de los edificios y el fluido caloportador.

- **Central térmica:** se caracterizan por ser centrales de generación de alta potencia (varias decenas de MW de potencia instalada). Se emplean habitualmente instalaciones que funcionan con fuentes de energía renovable como calderas de biomasa o sistemas de alta eficiencia como la cogeneración. Como estos tipos de sistemas funcionan mejor de forma continua (sin arrancar ni parar) normalmente disponen de depósitos de acumulación que independizan la generación con la demanda. No obstante, en ocasiones el volumen de la acumulación es irrisorio respecto el volumen de agua presente en todo el anillo, lo que supone que la principal contribución a la inercia térmica de la instalación se encuentra en la red.
- **Red de distribución:** la red redistribución está constituida por todos los tubos que distribuyen el fluido caloportador hasta los edificios y lo redirigen a la central. La arquitectura habitual de este tipo de soluciones se basa en tuberías de acero

inoxidable con una capa de aislante (habitualmente poliuretano) y que se encuentran enterradas aproximadamente 1m de profundidad, figura III.28. Es importante determinar adecuadamente los diámetros de los tubos, de tal manera que se puedan equilibrar los diferentes subcircuitos. Además, es relevante no seleccionar tubos de diámetro muy pequeño para que las pérdidas de cargas que tengan que vencer las bombas no sean demasiado elevadas.



Figura III. 28. Red de distribución de un district heating

- **Subestaciones de los edificios:** son intercambiadores equipados con válvulas, sistemas de regulación, medida y control, contador de consumos, etc. que tienen como misión la transferencia térmica entre la red de distribución y los edificios. En el intercambiador se distingue entre circuito primario (el que llega a la subestación procedente de la central térmica) y el secundario (el que se encuentra del lado del edificio).
- **Fluido caloportador:** lo habitual es que se utilice agua caliente, pero también se puede emplear vapor. Además, si la red tiene que suministrar frío o puede estar en condiciones climatológicas en las que pueda sufrir congelaciones se puede emplear agua glicolada. La ventaja del agua caliente es que requiere menos requisitos en la instalación, sobre todo en la unión de tuberías. En principal inconveniente de emplear agua deriva de los costes de bombeo de la instalación. En cuanto a las instalaciones de vapor presentan dos ventajas respecto a las de agua caliente. En primer lugar, no

se requiere de bombas, la presión distribuye el vapor. La segunda es que la cantidad de calor que se puede distribuir por unidad de masa en el vapor es mucho mayor que en el agua, ya que se dispone de la contribución energética asociada al cambio de fase.

III.3.5. Enfriamiento gratuito o free cooling

El sistema de enfriamiento gratuito por aire exterior, también denominado free cooling es una de las alternativas más interesantes en el ámbito del ahorro energético. Consiste en utilizar aire del exterior, normalmente solo filtrado, en vez de recircular aire del retorno, siempre y cuando las condiciones del aire exterior sean más propicias que las del aire del retorno para vencer cargas del edificio. Esto implica reducir el consumo energético del edificio, [67].

En ciertos recintos como, habitualmente en edificios terciarios, donde existe una elevada carga latente y sensible (comercios, restaurantes, salas de fiestas, etc.) es posible que resulte más eficiente introducir aire del exterior que disponer de dispositivos basados en enfriamiento por compresión mecánica (bombas de calor). Además de ser más económico, utilizar aire frío del exterior para vencer cargas internas supone aumentar el caudal de aire exterior en el edificio, lo que supone alcanzar una mejora de la calidad del aire interior (IAQ).

Para poder emplear un sistema de enfriamiento gratuito por aire es imprescindible que los sistemas de climatización de los locales sean por aire y que las unidades de tratamiento estén equipadas con sistemas de compuertas y ventiladores debidamente accionados mediante un control para garantizar el adecuado funcionamiento de la instalación.

El sistema de control de enfriamiento gratuito por aire se puede llevar a cabo mediante temperatura seco o mediante entalpía. Cuando la temperatura (o entalpía, dependiendo del control empleado) del aire exterior sea menor que la del local es más deseable introducir el aire exterior que recircular aire en las condiciones del local. Para ejecutar este tipo de sistemas se plantean soluciones como las de la figura III.29.

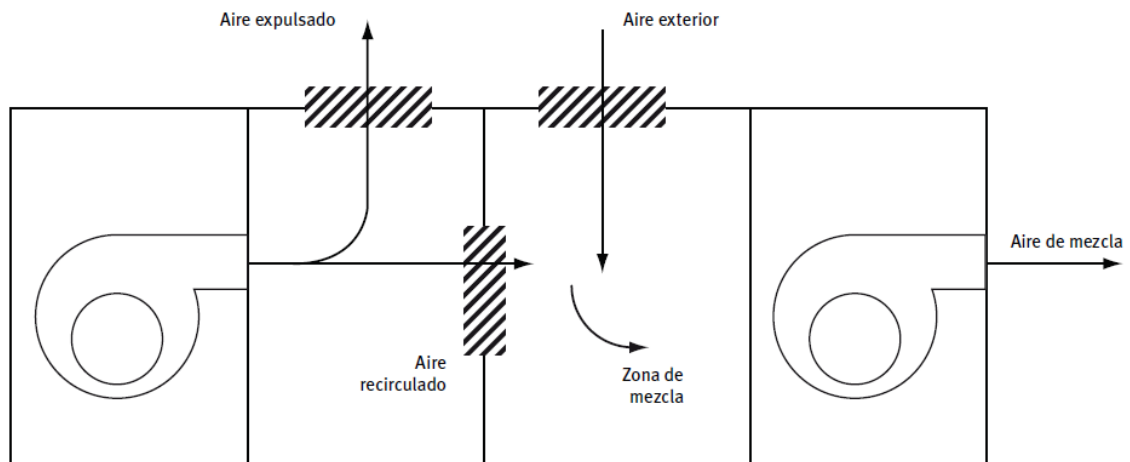


Figura III. 29. Sistema de compuestas para efectuar free cooling

III.3.5.1. Enfriamiento gratuito por control de entalpía puro

Si se establecen unas condiciones de diseño interiores en el local, de temperatura y humedad, como las que representa en punto 1 de la figura III.30.

La zona sombreada en rojo son las posibles condiciones del aire exterior donde se puede emplear enfriamiento gratuito por control de entalpía. Dicho de otra manera, todos los puntos ubicados en la zona sombreada en rojo poseen una menor entalpía que el punto 1.

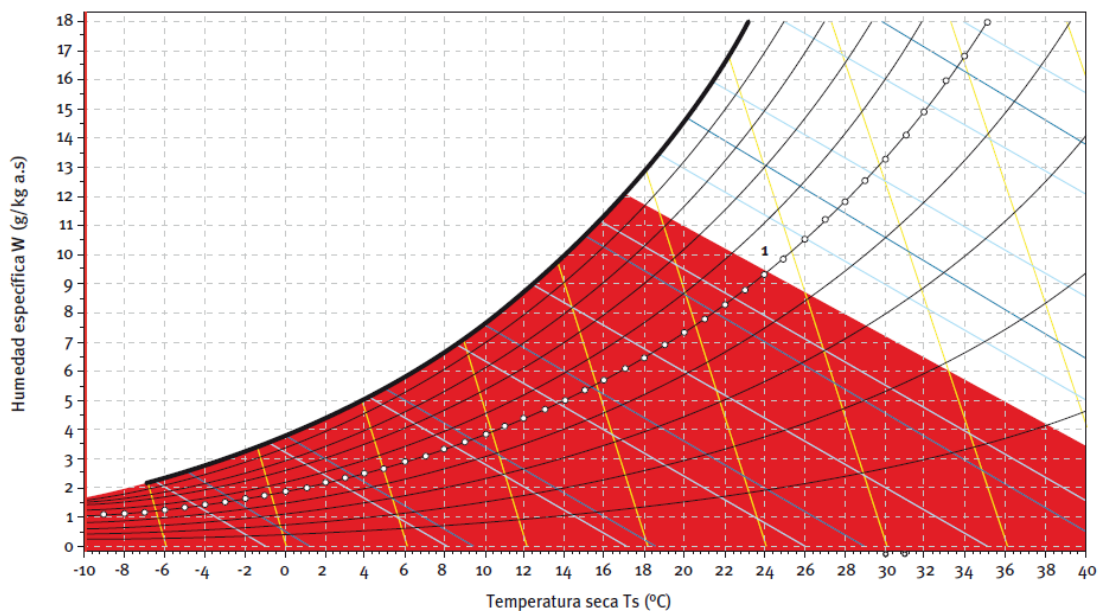


Figura III. 30. Posibles condiciones de funcionamiento en un free cooling controlado con control d entalpía

La secuencia de control es la siguiente:

1. Se mide la temperatura seca (T) y la humedad relativa (HR) del aire exterior y del aire de retorno (aire interior). Ambas señales se envían a un controlador (DDC), donde se calculan las entalpías del aire exterior (h_0) y la entalpía del aire de retorno (h_r). Se comparan ambos valores.
2. Si $h_0 > h_r$ el regulador envía una señal al actuador del servomotor de la compuertas de aire de modo que las compuertas de aire exterior y de aire de expulsión están cerradas en la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación. La compuerta de aire recirculado estará completamente abierta.
3. Si $h_0 \leq h_r$ el regulado provoca que las compuertas de aire exterior y de aire de expulsión estén completamente abiertas y las compuertas de recirculación completamente cerradas.
4. Un sensor mide la temperatura de la mezcla (T_m), esta señal es comparada con la del punto de consigna (T^*). Si la temperatura del aire exterior sea menor o igual que la de consigna, se reajusta la apertura de las compuertas de aire de expulsión y de recirculación para mantener el valor de la temperatura de la mezcla en el valor de consigna. Siempre que la temperatura del aire exterior sea menor a la temperatura de consigna el compresor del equipo de producción de frío debe estar desconectado.

III.3.5.2. Enfriamiento gratuito por control de temperatura seca

Si se establecen unas condiciones de diseño interiores en el local, de temperatura y humedad, de la misma manera que en el caso anterior se puede concluir que la zona sombreada en rojo en la figura III.31 son las posibles condiciones del aire exterior donde se puede emplear enfriamiento gratuito por control de temperatura. Dicho de otra manera, todos los puntos ubicados en la zona sombreada en rojo poseen una menor temperatura que las condiciones de diseño del local.

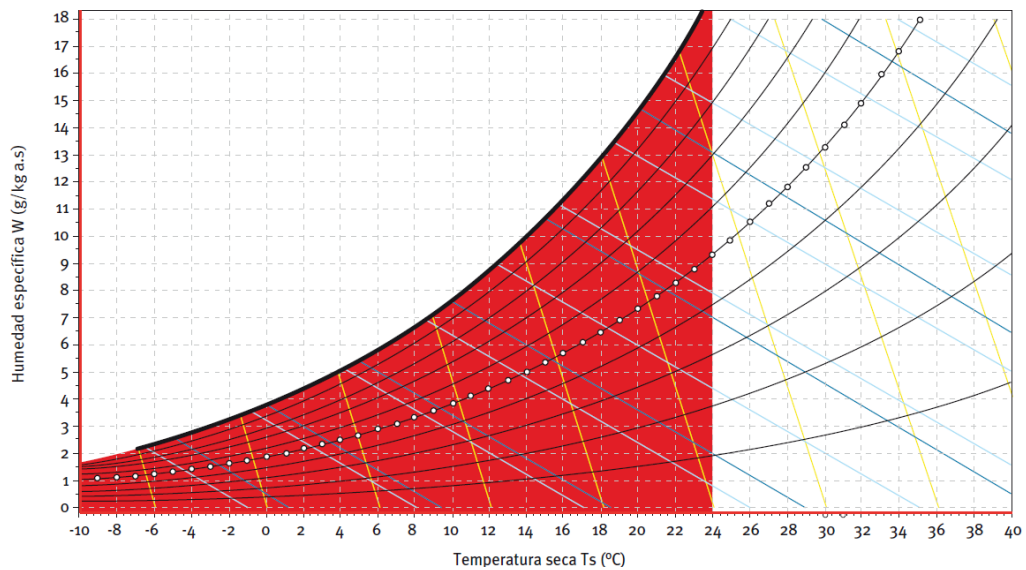


Figura III. 31. Posibles condiciones de funcionamiento en un free cooling controlado con control de temperatura

Resulta más sencillo comparar solamente temperaturas secas utilizando una única sonda de temperatura, que el sistema de medida y control necesario para poder hacer el estudio comparativo de entalpía. En este caso, la secuencia de control es la siguiente:

1. Se comparan las lecturas de las sondas de temperatura del aire exterior (T_0) con la del aire de retorno (T_r).
2. Si $T_0 > T_r$ el regulador envía una señal al actuador del servomotor de la compuertas de aire de modo que las compuertas de aire exterior y de aire de expulsión están cerradas en la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación. La compuerta de aire recirculado estará completamente abierta.
3. Si $T_0 \leq T_r$ el regulado provoca que las compuertas de aire exterior y de aire de expulsión estén completamente abiertas y las compuertas de recirculación completamente cerradas.
4. Un sensor mide la temperatura de la mezcla (T_m), esta señal es comparada con la del punto de consigna (T^*). Si la temperatura del aire exterior sea menor o igual que la de consigna, se reajusta la apertura de las compuertas de aire de expulsión y de recirculación para mantener el valor de la temperatura de la mezcla en el valor de consigna. Siempre que la temperatura del aire exterior sea menor a la temperatura de consigna el compresor del equipo de producción de frío debe estar desconectado.

Sin embargo, existen dos zonas potencialmente problemáticas si se emplean estos dos controles. Estas zonas se sombren en rojo en la figura III.32.

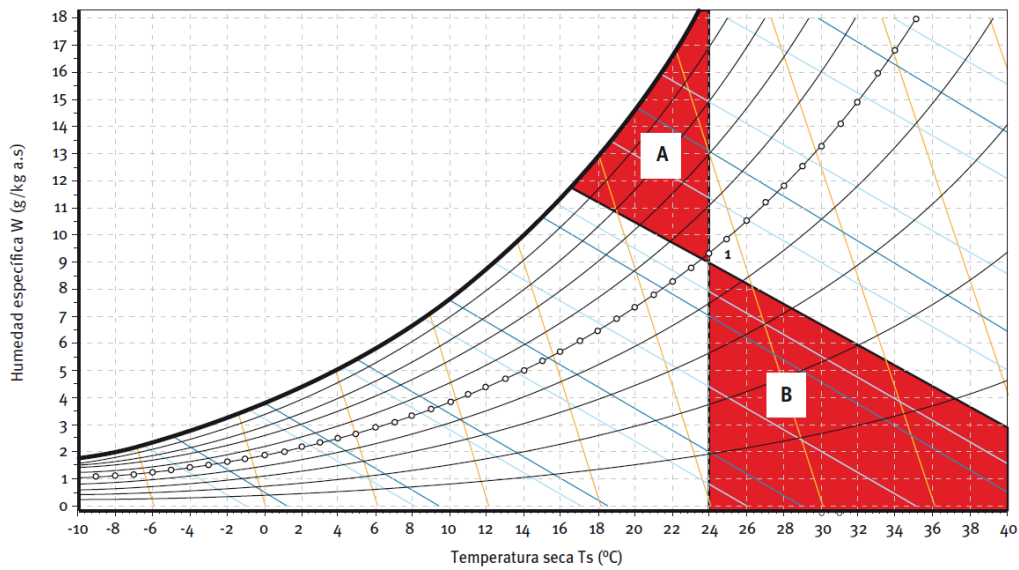


Figura III. 32. Zonas problemáticas en free cooling

En puntos de la zona A el aire exterior posee menos temperatura que el punto 1 y por tanto, si se aplica un control de temperatura seca sería una zona válida para hacer un enfriamiento gratuito. Por otro lado, en todos los puntos de la zona B el aire exterior tiene menor entalpía que el punto 1 y, por tanto, sería una zona válida para aplicar enfriamiento gratuito mediante un control de entalpía puro.

Si el aire exterior se encuentra en puntos de la zona A, es más adecuado un control por entalpía ya que es necesario deshumidificar el aire. Por otra parte, si el aire se encuentra en puntos de la zona B, un control de temperatura consume normalmente menos energía siempre que la UTA no disponga de un sistema de enfriamiento evaporativo que permita reducir la temperatura humidificando el aire. Existe otro control que combina los dos anteriores para considerar las particularidades de estas dos zonas denominado control de entalpía mejorado.

Finalmente cabe destacar que existen sistemas de free cooling por agua, que se basan en sistemas anteriores combinados con equipos de enfriamiento evaporativo.

III.3.6. Recuperadores de calor

Un recuperador de calor es esencialmente un intercambiador de calor donde puede haber un intercambio de temperatura (recuperador sensible) o un intercambio de temperatura y humedad (recuperador entálpico). La ecuación permite calcular la energía recuperada con este tipo de dispositivos.

$$E_{recuperada} = \dot{V}_{ventilación} \cdot \rho_{aire} \cdot (i_{exterior} - i_{interior}) \cdot t \quad (E - III.106)$$

Donde:

- $\dot{V}_{ventilación}$: caudal de ventilación, [m^3/h].
- ρ_{aire} : densidad del aire, [kg/m^3].
- $i_{exterior}$: entalpía del aire exterior, [kJ/kg].
- $i_{interior}$: entalpía del aire interior, [kJ/kg].
- t : tiempo de operación del recuperador, [h].

A partir de la ecuación (E – III. 106) se puede concluir que la energía recuperada del aire de extracción en edificios es tanto mayor cuando:

- Los caudales de aire exterior de extracción sean elevados, $\dot{V}_{ventilación}$ alto.
- El número de horas de funcionamiento de la instalación, t alto.
- Intensificar la diferencia de entalpías depende de las condiciones de invierno y verano. En invierno, un elevado número de HDD intensifica la energía recuperada. En verano, un elevado número de horas con temperaturas de bulbo seco y húmedo elevadas intensifican la diferencia de humedad específica entre las condiciones interiores y exteriores y, por ende, intensifica la diferencia de entalpías y finalmente la energía recuperada.

De forma genérica, la eficiencia de cualquier intercambiador se puede definir mediante la ecuación (E – III. 107).

$$\varepsilon = \frac{\text{Cantidad de energía recuperada}}{\text{Cantidad máxima de energía recuperable}} \quad (E - III.107)$$

La ecuación anterior deriva en otras expresiones en función del tipo de energía intercambiada que puede ser:

- **Sensible:** asociada a la temperatura seca.
- **Latente:** asociada a la humedad específica.
- **Total:** asociada a la entalpía específica.

Por tanto, la eficiencia se puede definir típicamente en función de temperatura o en función de humedad específica, ecuación (E – III. 108) y (E – III. 109) respectivamente. Estas expresiones son sobre las que se definen las eficiencias mínimas en el RITE.

$$\varepsilon_T = \frac{(T_{e2} - T_{e1})}{(T_{r1} - T_{e1})} \quad (E - III. 108)$$

$$\varepsilon_w = \frac{(x_{e2} - x_{e1})}{(x_{r1} - x_{e1})} \quad (E - III. 109)$$

Para comprender los subíndices de las ecuaciones anteriores se recurre a la figura III.23, donde se muestra una representación esquemática de un recuperador de energía. Nótese que el empleo de recuperadores de calor en instalaciones de climatización permite utilizar el calor sensible y latente residual del propio proceso para:

- Reducir la central energética (CAPEX).
- Reducir el consumo de energía de funcionamiento (OPEX).

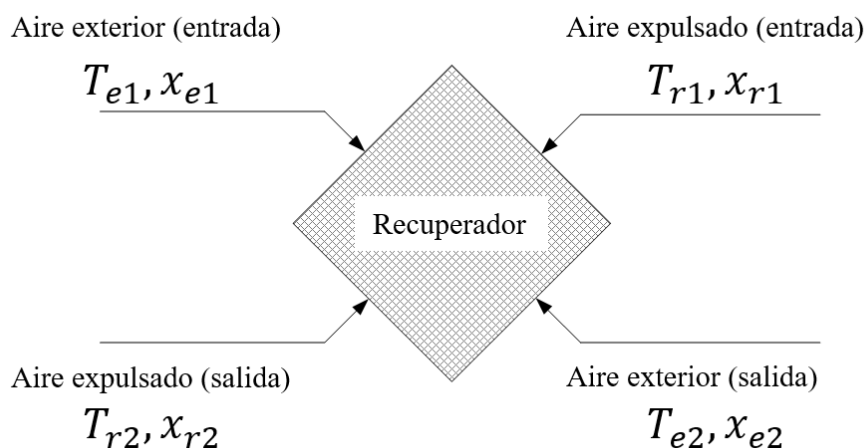


Figura III. 33. Representación esquemática de un recuperador de energía

A continuación, se enumeran los principales tipos de recuperadores utilizados en las instalaciones de climatización de aire:

- Recuperador de placas.
- Recuperador rotativo.
- Tubos de calor (heat pipe).
- Dos baterías con bomba.
- Recuperación activa por circuito frigorífico.

III.3.6.1. Recuperador de placas

Se caracterizan porque son sistemas aire-aire que permiten recuperar calor sensible o calor latente en función del material con el que estén fabricados (plástico, cartón, papel, metal). Si el material no permite el paso de humedad, la recuperación de calor será únicamente sensible. En caso contrario, si el material del recuperador permite el paso de humedad, la recuperación de calor será sensible y latente. En la figura III.34 se puede ver los canales de paso de aire de expulsión y los canales de paso de aire exterior. El aire de ventilación (procedente del exterior) y el de extracción (procedente del interior) pasan de forma alterna a través de los espacios entre las placas.

Un parámetro de diseño es la distancia entre placas ya que afecta a: la velocidad de paso del aire, a la pérdida de carga que experimenta el aire al pasar por el recuperador, la eficiencia y al tamaño del recuperador. El número de placas y la superficie de una palca determina la superficie de intercambio. El tamaño de las placas también determina la sección del paso de aire y, por tanto, también está relacionada con las pérdidas de carga.

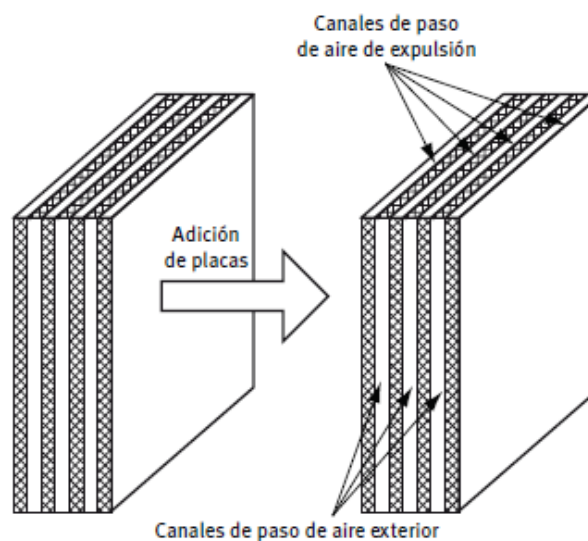


Figura III. 34. Recuperador de placas

La ecuación ($E - III. 110$) proporciona la relación entre el flujo de aire (\dot{V}_{aire}), la superficie de paso (S_{paso}) y la velocidad de paso del aire (v).

$$\dot{V}_{aire} = S_{paso} \cdot v \quad (E - III. 110)$$

Donde la sección de paso viene dada por la ecuación ($E - I.$)

$$S_{paso} = e_p \cdot h_p \cdot n_p \quad (E - III. 111)$$

Donde:

- e_p : distancia entre placas.
- h_p : altura de las placas.
- n_p : número de placas.

Si el material del recuperador permite el paso de humedad (papel o cartón), es necesario asegurar que no se producen condiciones donde pueda condensar dicha humedad ya que se deteriora el material de fabricación.

La principal ventaja de este tipo de tecnología es que se obtienen equipos compactos, es decir, se obtienen elevadas superficies de intercambio en espacios reducidos. Algunos inconvenientes son que se obtienen elevadas pérdidas de carga (aunque aumentar el número de placas deriva en disminuir pérdidas de carga) y las condensaciones pueden dañar el material y provocar corrosión.

III.3.6.2. Recuperador rotativo

Consiste en una carcasa de hierro galvanizado que contiene un tambor que gira. La rueda se construye enrollando dos placas, una de ellas lisa y otra corrugada de tal manera que se obtiene una malla que permite el paso de aire y que tiene una elevada superficie de contacto, figura III.35.

La corriente de aire de ventilación (exterior) y de aire de expulsión (interior) no circulan por el recuperador al mismo tiempo. Primero circula una, el recuperador absorbe calor, luego circula otra y esta absorbe el calor que primeramente ha absorbido el recuperador. El tiempo de contacto entre la corriente y el recuperador depende del régimen de giro del recuperador.

Estos recuperadores pueden intercambiar calor sensible o latente (intercambio de humedad) en función de las características del rotor.

La principal ventaja de estos sistemas es su elevada eficiencia y las posibilidades de regulación que ofrecen. Como inconveniente principal cabe destacar que existe la posibilidad de producir una contaminación entre corrientes.

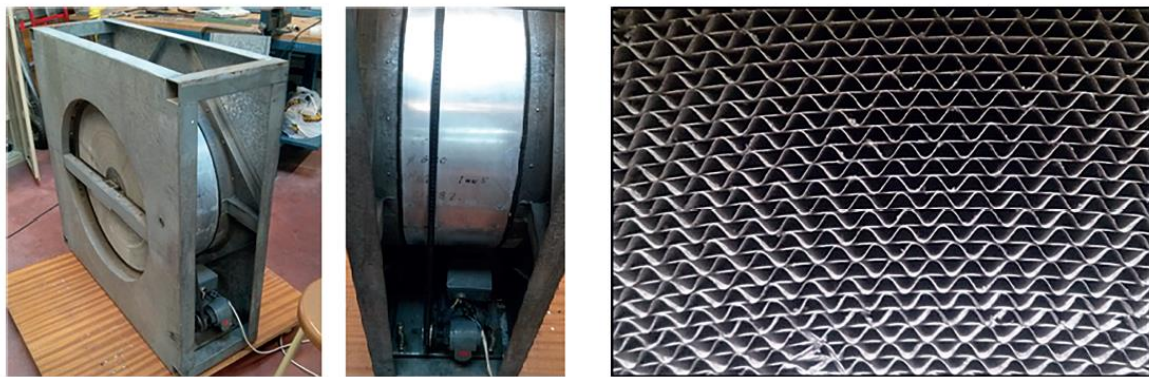


Figura III. 35. Representación de un recuperador rotativo

III.3.6.3. Recuperador del tipo de dos baterías con bomba

Se trata de dos baterías por las que circula un mismo fluido (normalmente agua o agua glicolada) formando un circuito cerrado unidas por una bomba. El líquido absorbe calor en una corriente que cede en la otra. Las baterías normalmente se fabrican en tubos de cobre con aletas (normalmente de aluminio para minimizar costes). Este tipo de sistemas solamente intercambia calor sensible.

Se introduce un vaso de expansión para compensar variaciones en el volumen asociadas a variaciones en la densidad del fluido debido a calentarse y enfriarse en diferentes puntos de la instalación. Se introduce una válvula de tres vías para ajustar el caudal en función de sondas de temperatura colocadas a la entrada de las baterías. El objetivo es asegurar que no se produce congelación del condensado de la corriente de aire.

Las principales ventajas de estos sistemas es que poseen una gran flexibilidad en cuánto a donde colocarlas, ya que no tienen que estar en el mismo espacio como los sistemas descritos anteriormente. Además, se garantiza que las corrientes de aire no se ponen en contacto y, por ende, no se pueden contaminar.

Los principales inconvenientes son su baja eficacia debido al doble intercambio de calor aire/líquido y líquido/aire, pueden presentar problemas de corrosión y existe un consumo energético adicional en la bomba.

III.3.6.4. De recuperación activa o de bomba de calor

Se dispone de una bomba de calor donde las unidades del evaporador y del condensador se ubican una en la corriente de aire de ventilación (también denominado aire de renovación), y otra en el aire de expulsión. La bomba de calor actúa como un recuperador de energía en sistemas aire/aire.

En invierno, la corriente caliente será la del aire de expulsión del edificio y la corriente fría será la de aire de ventilación. Para esta situación, el evaporador, que es una unidad que absorbe energía para evaporar el refrigerante, estará ubicada en la corriente de aire de expulsión.

Este tipo de tecnología, empleada como recuperador de calor, es especialmente útil para poder adaptarse a corrientes a diferentes niveles térmicos. El mayor inconveniente son los costes. Por un lado, el equipo es más caro que en tecnologías anteriores (CAPEX) y, por otro lado, existe un consumo eléctrico en el compresor (OPEX). Estos costes deben compensarse con el ahorro energético proporcionado por la bomba de calor durante su funcionamiento.

III.3.6.5. Recuperación por termosifón y tubos de calor (heat pipes)

Tanto los termosifones como los tubos de calor utilizan el cambio de fase de un fluido que se encuentra confinado dentro de un tubo sellado en sus extremos. Sobre el tubo se hace vacío para facilitar el cambio de fase (disminuir la presión hace que el cambio de fase se produzca a temperaturas más bajas). En un extremo del tubo se pone en contacto aire frío y en otro extremo aire caliente. El aire caliente se enfría al estar en contacto con el tubo, es decir cede calor. La parte del tubo en contacto con el aire caliente absorbe el calor que cede el aire. Por tanto, la parte del tubo en contacto con el aire caliente es el evaporador. El mismo razonamiento se aplica al aire frío, teniendo el condensador en la parte superior del tubo. Nótese que el evaporador se dispone en la parte inferior del tubo mientras que en condensador debe colocarse en la parte superior para que el vapor ascienda por diferencia de densidades, por ello este dispositivo recibe el nombre de termosifón. El líquido, al

condensar, desciende por la superficie interior del tubo hasta el evaporador donde volverá a formarse el vapor. Para que el líquido pueda descender la disposición de estos equipos debe ser vertical. Este dispositivo se muestra en la figura III.36.

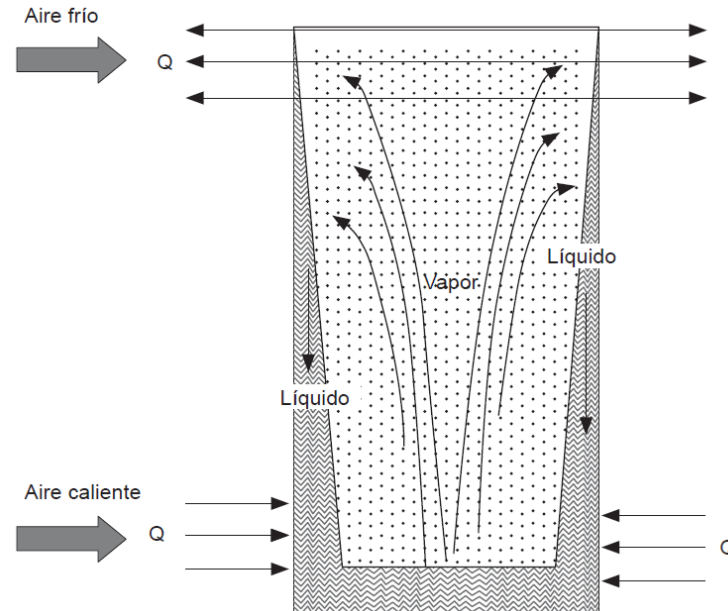


Figura III. 36. Termosifón

Para que este dispositivo funcione correctamente, el aire caliente siempre tiene que estar en contacto con la parte inferior del tubo y el aire frío con la parte superior. Sin embargo, el aire de expulsión del local no siempre es el caliente o el frío, depende de la época del año. Por ese motivo se requieren sistemas de compuertas para poder dirigir siempre el aire caliente, sea el de expulsión o el de ventilación hacia la parte inferior del tubo y el frío hacia la parte superior.

Para solucionar este inconveniente se desarrollan los llamados tubos de calor (heat pipes) donde el retorno de condensado no se hace por gravedad, sino que se hace por capilaridad (si el heat pipe no está en horizontal, en algunas condiciones la gravedad puede asistir o impedir el sentido de flujo natural del heat pipe), figura III.37. Para conseguir este efecto el tubo en su interior dispone de un revestimiento por la cara interior de la pared del tubo, ese revestimiento es de un material poroso (relleno). En el condensador se genera el líquido que puede llegar hasta el evaporador por capilaridad. El flujo de vapor avanza, en dirección contraria a la del líquido por la parte interior del tubo donde no existe relleno, por diferencia de densidades. La evaporación del líquido hace que parezcan huecos en el relleno que serán

rellenados continuamente por nuevo aporte de líquido. El flujo de líquido desde la sección de condensación a la de evaporación determina la potencia térmica intercambiada entre las zonas.

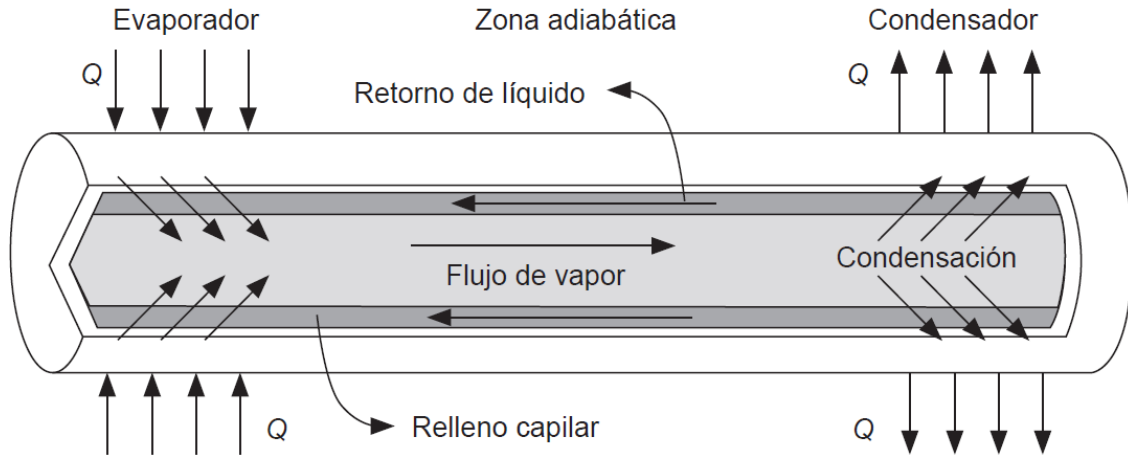


Figura III. 37. Representación de un heat pipe

III.4. Integración de energías renovables en edificios

Uno de los objetivos fundamentales de un edificio nZEB es minimizar la dependencia energética del exterior, o lo que es lo mismo, mantener las condiciones necesarias de funcionamiento de forma autosuficiente (un concepto similar al de homeostasis que presenta un cuerpo humano).

Las principales demandas de energía que un edificio posee son la de energía térmica y electricidad. Por todo lo señalado, la inclusión de energías renovables en edificación presenta un papel fundamental. Especialmente, algunas tecnologías como solar fotovoltaica o solar térmica, ya que permiten la generación de parte o de la totalidad de las demandas. Otro beneficio de la inclusión de las energías renovables consiste en conseguir instalaciones que demanden muy poca energía y así generar el mínimo impacto, tanto económico como medioambiental posible.

III.4.1. Instalaciones de energía solar térmica de baja temperatura

La demanda de calor de un edificio normalmente tiene asociadas dos contribuciones: ACS y agua de calefacción. Las instalaciones de energía solar de baja temperatura normalmente se dedican a abastecer la demanda de ACS. En este tipo de instalaciones se toma el agua de red fría para consumo humano (AFCH) hasta la temperatura que requiere la acumulación (esta temperatura es como mínimo de 60 °C para evitar la proliferación de legionella).

Este tipo de tecnología se puede emplear en calefacción si la instalación dispone de suelo radiante o de fancoils, donde el agua de impulsión de la instalación puede ser de 45 °C ya que los dispositivos como suelo radiante y fancoils pueden operar con estas temperaturas (no así los radiadores).

El elemento fundamental en instalaciones de energía solar térmica de baja temperatura son los colectores solares térmicos (también llamados captadores). Este dispositivo es el encargado de calentar un fluido caloportador (agua normalmente) mediante la radiación del sol. El colector alcanza in equilibrio cuando la radiación térmica que recibe se compensa con las pérdidas térmicas de energía cedida al entorno. Si no circula ningún fluido a través del captador, esa temperatura consecuencia del equilibrio descrito se denomina temperatura de estanqueidad y es un parámetro característico del colector.

Si se realiza un balance sobre el colector, la energía incidente sobre el mismo en forma de radiación se puede invertir en dos procesos: en calentar el fluido caloportador que circula a través del interior del colector o en pérdidas con el entorno ($E - III. 112$).

$$I \cdot S \cdot \tau \cdot \alpha = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{entrada} - T_{salida}) + (q_1 + q_2 + q_3 + q_4) \quad (E - III. 112)$$

Donde:

- I : intensidad radiante sobre el captador, [W/m^2].
- S : área de la superficie receptora por donde se recibe la radiación, [m^2].
- $(I \cdot S)$: energía por unidad de tiempo que incide en la cubierta, [W].
- $(I \cdot S \cdot \tau)$: energía que atraviesa la cubierta. (τ : transmitancia del cristal), [W].
- $(I \cdot S \cdot \tau \cdot \alpha)$: energía captada por el absorbente. (α : absorbanza de la superficie), [W].
- $\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{entrada} - T_{salida})$: flujo de calor aportado al fluido caloportador, [W].
- q_1 : pérdida de calor por convección con el aire exterior, [W].

- q_2 : pérdidas de calor por radiación del colector, $[W]$.
- q_4 : pérdidas de calor por conducción, $[W]$.
- q_3 : calor almacenado en el colector, $[W]$.

En base a la ecuación ($E - III. 112$), si se desea incrementar la energía aprovechada (útil), existen dos posibilidades: reducir pérdidas o incrementar la cantidad de radiación incidente. La primera opción consiste en optimizar el diseño del colector (por ejemplo, intentar disminuir la temperatura de operación del colector ya que las pérdidas dependen de la temperatura de operación del colector). La segunda opción implica emplear sistemas ópticos concentrando la radiación en un área pequeña, de tal manera que, al disminuir el área, la intensidad aumenta (esta estrategia es la que emplean los colectores de concentración).

El rendimiento del colector (su definición se aborda posteriormente) depende de la temperatura del colector. El rendimiento es menor cuanto mayor es la temperatura a la que opera el colector (ya que las pérdidas aumentan con la temperatura a la que opera el colector). Por tanto, es deseable operar a la temperatura lo más baja posible si dicha temperatura permite operar con un captador concreto.

Los elementos de un captador pueden cambiar en función del tipo de tecnología de captador que se esté utilizando. Si bien es cierto que para calefacción y para ACS los más empleados son los colectores planos. Los elementos de los colectores planos son: la cubierta, la carcasa, el absorbedor y el aislamiento, figura.

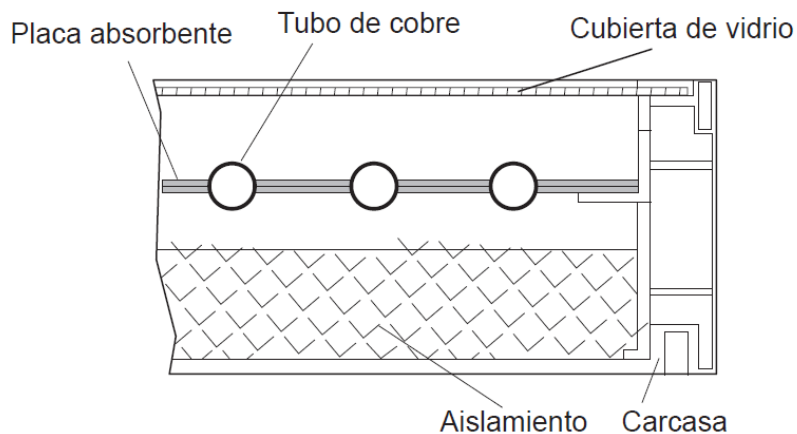


Figura III. 38. Representación esquemática de un colector plano

A continuación, se detallan de forma algo más detallada los elementos del colector:

III.4.1.1. Cubierta transparente

La cubierta genera un efecto invernadero, permite entrar la radiación solar pero no salir la radiación procedente del absorbedor. Como la carcasa está hecha de vidrio, el vidrio es transparente para radiación de longitud de onda corta (radiación procedente del sol) pero no lo es para longitud de onda larga (radiación procedente del absorbedor). Por tanto, las características que debe tener la cubierta son:

- Alta transmitancia entre longitudes de onda de $0,3$ a $3 \mu m$ (longitud de onda característica de la radiación solar).
- Baja transmitancia en longitudes de onda superiores a $3 \mu m$ (longitud de onda emitida por el absorbedor).
- Conductividad térmica baja (para minimizar pérdidas asociadas a la transmisión de calor por conducción a través del vidrio).
- Cara interior con una levada reflectancia para la longitud de onda larga procedente del absorbedor.

III.4.1.2. Absorbedor

La función del absorbedor es captar la radiación solar y transferírsela al fluido caloportador. Una configuración de absorbedor habitual consiste en dos placas metálicas separadas unos milímetros sobre la que se embuten los tubos por los que circula el fluido. Otra alternativa es emplear tubos de cobre aleteados longitudinalmente. Deben tener las siguientes características:

- Elevada absorción para radiación solar (de longitud de onda corta).
- Baja emisividad para longitud de onda larga
- Inercia térmica baja de tal manera que el calor procedente de la radiación solar se intervenga en calentar el fluido y no en calentar el absorbedor. Esto tiene dos implicaciones: que el fluido caloportador se caliente rápidamente, que no se caliente el absorbedor y, por ende, el colector de tal manera que aumente la temperatura del colector y disminuya su rendimiento.
- Conductividad térmica elevada.
- Circulación del fluido de abajo a arriba para que el efecto de cambio de densidad facilite la circulación del fluido (efecto termosifón).

III.4.1.3. Aislamiento térmico

La parte posterior (por donde no incide la radiación) del absorbedor se protege con un aislamiento para minimizar pérdidas por la parte inferior del colector. El aislante debe aguantar temperaturas altas (al menos la temperatura de estanqueidad, que puede ser del orden de 150 °C).

III.4.1.4. Carcasa

El objetivo de la carcasa es proteger todos los elementos que puede contener el colector

Tras desarrollar los componentes del captador y entender los posibles orígenes que pueden generar pérdidas sobre el mismo se define el rendimiento del colector. Para ello, considérese que el colector opera en régimen estacionario (ni se calienta ni se enfría). Partiendo de la ecuación, se pueden incluir todos los términos de pérdidas englobados en otro término que sea función de la diferencia de temperatura entre el colector y el ambiente). Tras este procedimiento y reordenando la ecuación se obtiene la ecuación ($E - III. 113$).

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{entrada} - T_{salida}) = I \cdot S \cdot \tau \cdot \alpha - U_p \cdot S \cdot (T_{colector} - T_{ambiente}) \quad (E - III. 113)$$

Si se dividen los términos de la ecuación anterior por la energía solar incidente se obtiene:

$$\frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{entrada} - T_{salida})}{I \cdot S} = \tau \cdot \alpha - \frac{U_p \cdot (T_{colector} - T_{ambiente})}{I}$$

Si el rendimiento se define como la energía que adquiere el fluido caloportador en relación con la energía incidente en el colector asociada a la radiación solar se obtiene la ecuación ($E - III. 114$), que define el rendimiento del colector.

$$\eta = \tau \cdot \alpha - \frac{U_p \cdot (T_{colector} - T_{ambiente})}{I} \quad (E - III. 114)$$

Donde el coeficiente global de pérdidas (U_p) y la temperatura del colector (que no es homogénea en todo el colector) son variables desconocidas. Por ello, para calcular estas dos propiedades, se define el factor de ganancia (F_R), que relaciona el flujo de calor útil recuperado con el flujo de calor máximo que se puede recuperar. Nótese que para que el colector pueda recuperar en el fluido la máxima cantidad de calor posible, las pérdidas deben ser lo mínimas posibles, es decir, el colector debe estar a la temperatura más baja posible.

La temperatura más baja posible del colector es la temperatura de entrada del fluido caloportador.

El factor de ganancia viene dado por la ecuación (E – III. 115).

$$F_R = \frac{\tau \cdot \alpha - \frac{U_p \cdot (T_{colector} - T_{ambiente})}{I}}{\tau \cdot \alpha - \frac{U_p \cdot (T_{entrada} - T_{ambiente})}{I}} \quad (E - III. 115)$$

Introduciendo este concepto en la ecuación se tiene que:

$$\eta = F_R \cdot \tau \cdot \alpha - \frac{F_R \cdot U_p \cdot (T_{entrada} - T_{ambiente})}{I} \quad (E - III. 116)$$

La ecuación anterior mantiene dos incógnitas F_R y U_p . La utilidad de esta ecuación es que los parámetros desconocidos se pueden determinar mediante medidas experimentales planteando una regresión lineal por comparativa de la ecuación (E – III. 117):

$$\eta = a - \frac{b \cdot (T_{entrada} - T_{ambiente})}{I} \quad (E - III. 117)$$

Es decir, con los valores experimentales se calcula el rendimiento y el cociente $\frac{(T_{entrada} - T_{ambiente})}{I}$ que son variables conocidas. Posteriormente con los valores de la regresión se obtiene

$$a = F_R \cdot \tau \cdot \alpha \rightarrow \boxed{F_R}$$

$$b = F_R \cdot U_p \rightarrow \boxed{U_p}$$

Nótese que la recta de rendimiento permite caracterizar el panel, y por ende, seleccionarlo para su aplicación más adecuada.

Finalmente cabe destacar que existen otros tipos de tecnologías, además del colector solar plano como puede ser: el colector termosifónico o el colector con tubos de vacío. La particularidad del colector termosifónico es que no necesita bombas de circulación de fluido, el fluido se mueve por diferencia de densidad, el colector trabaja contra un acumulador de donde se obtiene agua caliente. Por otro lado, el colector de tubos de vacío consiste en que no se tiene aire en el interior del captador (entre el absorbedor y la carcasa) se tiene vacío, de tal manera que las pérdidas asociadas a la convección natural en el aire desaparecen, con esta tecnología se pueden alcanzar temperaturas superiores a los 100 °C (siempre que el

fluido se encuentre a la presión necesaria para que no se produzca el cambio de fase). Para compensar las pérdidas de carga de estos tipos de tecnología se pueden combinar los colectores descritos anteriormente con heat pipes.

III.4.2. Instalaciones de energía solar fotovoltaica

En primer lugar, cabe destacar que una celda fotovoltaica se fabrica con la unión de materiales semiconductores. La diferencia entre los materiales conductores y semiconductores se basa en la figura III.39. En la figura III.39 se representa la energía asociada a dos bandas: la banda de conducción y la banda de valencia. Las bandas son rangos de energía asociado a los electrones de un átomo. La banda de valencia representa la energía de los electrones de un átomo que se encuentra en la capa de valencia (es decir, la última capa o la capa más exterior del átomo, la más alejada del núcleo). La banda de conducción representa los niveles de energía que deben tener los electrones de la capa de valencia para que el metal sea conductor eléctrico, [68].

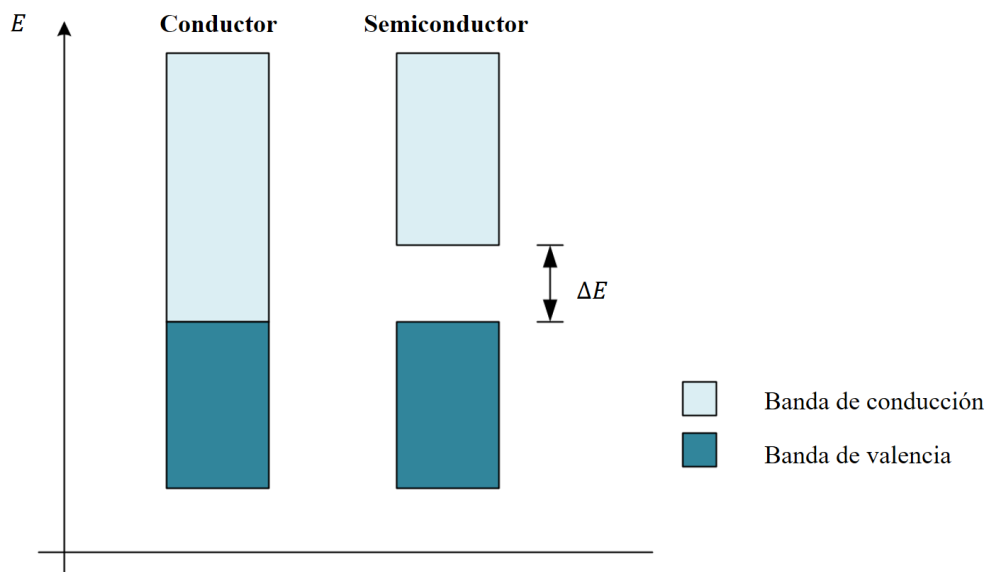


Figura III. 39. Diferencia de niveles energéticos entre materiales conductores y semiconductores

Para el caso de los metales, las bandas de valencia y de conducción están solapadas, es decir, los electrones ya tienen niveles de energía para que el material pueda ser conductor eléctrico. Para el caso de materiales semiconductores los electrones deben superar un gap, un salto, una barrera de energía para pasar a niveles de energía donde el material se pueda comportar

como un conductor. El hecho de que el electrón pueda superar esa barrera de energía o no depende de la energía asociada a la radiación (luz) incidente sobre el panel. Esta energía se expresa en fotones. Los fotones que transporta la luz, la energía que transporta la luz depende esencialmente de su longitud de onda y viene dada por la ecuación ($E = h\nu$).

La energía que debe superar el electrón depende del material, depende del semiconductor empleado. Para el caso del silicio, esa banda de energía es de 1,12eV. Entonces, si la radiación solar incidente tiene longitudes de onda asociadas a contribuciones energéticas mayores a ese 1,12 eV el electrón podrá pasar de la banda de valencia hasta la banda de conducción y moverse libremente por el semiconductor. Cuando el electrón de valencia abandona su átomo, este queda cargado positivamente (se le denomina hueco). Si, además, este proceso se realiza en medio de un campo eléctrico los electrones que se pueden mover libremente se mueven en dirección contraria al campo eléctrico (ya que tienen carga negativa) creándose una corriente eléctrica.

Para crear ese campo eléctrico, el semiconductor se trata en zonas en contacto de maneras diferentes formando lo que se denomina una unión tipo p-n. Un lado del silicio se dopa con boro y otro con fósforo. Nótese que el silicio tiene 4 electrones de valencia (en su última capa), el boro tiene 3 y el fósforo tiene 5.

La zona dopada con boro posee menos electrones de valencia que la zona dopada con fósforo, es decir, existe una diferencia de carga entre la zona dopada con boro (zona de menos electrones, es decir, zona positiva o unión p) y la zona dopada con fósforo (zona de más electrones, es decir, zona negativa o unión n). De tal manera que en la unión se forma un dipolo eléctrico que es consecuencia de que aparezca un campo eléctrico.

Si además de existir el campo eléctrico, los electrones del silicio pueden moverse libremente porque la luz incidente aporta esa barrera de energía se produce un movimiento de electrones en contra del sentido del campo que hace que genere una corriente eléctrica. Si cesa la luz, los electrones se recombinarán con los átomos cargados positivamente (los huecos) y ces la corriente eléctrica.

Si la energía asociada a la radiación solar es menor que la barrera de energía que ofrece el material, esa energía se traduce en calentar el panel. Este efecto no es deseable ya que, aumentar la temperatura de la celda disminuye la eficiencia del panel.

Si se estudia la relación entre la longitud de onda asociada a la radiación electromagnética y la energía de dicha radiación se obtiene la figura III.40. Como se puede apreciar, para poder superar la barrera de energía del silicio la radiación incidente debe tener una longitud de onda inferior a $1 \mu m$.

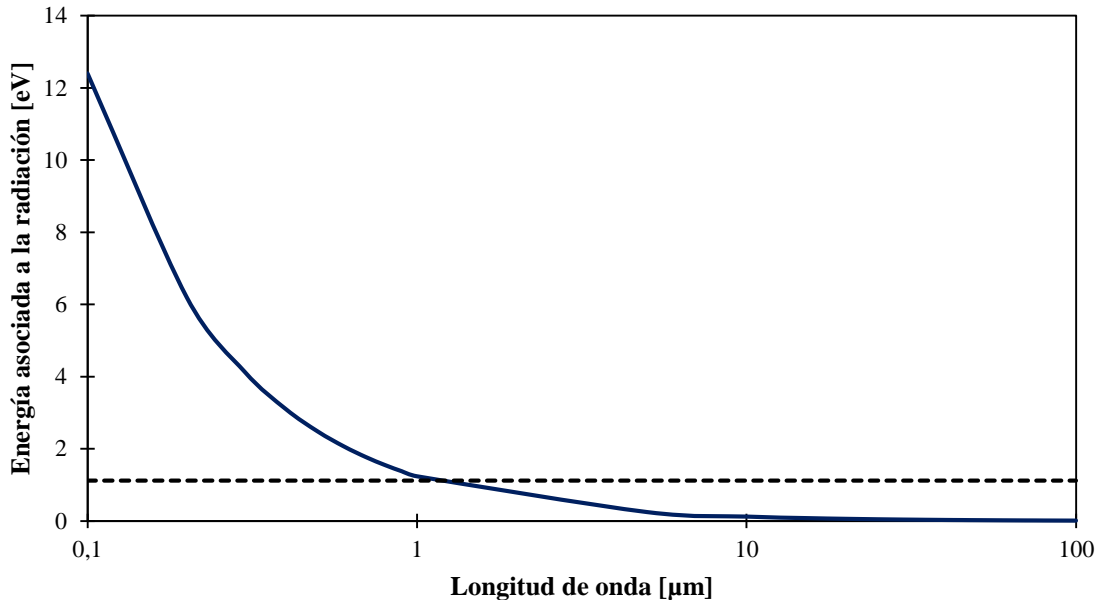


Figura III. 40. Relación entre energía y longitud de onda

La radiación solar se puede dividir en función de longitudes de onda, donde el 47% de la radiación solar posee longitudes de onda en el infrarrojo, el 7% en el ultravioleta y el 46% en el visible. Las radiaciones de onda del ultravioleta y el visible poseen longitudes de onda inferiores al mencionado $1 \mu m$ y por tanto son susceptibles de generar electricidad en una celda fotovoltaica. La radiación infrarroja tiene longitudes de onda superiores a $1 \mu m$ y por tanto tiene energías insuficientes para superar el gap que ofrece el silicio.

Si solamente la radiación solar puede generar electricidad en una celda de silicio convencional se puede afirmar que una celda de silicio convencional, en ninguna circunstancia, puede alcanzar un rendimiento superior al 46 %. Además, se tienen pérdidas adicionales asociadas a diferentes fenómenos:

- **Pérdidas por recombinación**, un electrón se recombina con un hueco y por tanto ese electrón no es susceptible de generar corriente eléctrica.
- **Pérdidas por reflexión** de la luz.

- **Pérdidas por contactos eléctricos.**
- **Pérdidas por resistencia del propio silicio** asociadas a la resistencia que opone a la circulación de electrones en su interior.

Sin embargo, existen métodos para mejorar esa eficiencia aumentando el coste del panel como pueden ser:

- Disminuir las impurezas del semiconductor.
- Utilizar arseniuro de galio, aunque este material posee una energía de banda superior a la del silicio, concretamente 1,4 eV, permite aprovechar un mayor porcentaje de la radiación solar.
- Emplear varias uniones p-n en el metal con diferentes materiales y por tanto con diferentes energías de banda, de tal manera que, se puede aprovechar un rango más amplio de longitudes de onda.
- Emplear colectores para los paneles fotovoltaicos que concentren la radiación solar.

La tensión de una celda fotovoltaica depende fundamentalmente del campo eléctrico creado en su interior. Sin embargo, si la intensidad a través de una celda aumenta en exceso (se pretenden mover más electrones de los que se liberan por radiación) la tensión del campo eléctrico cae, figura III.41. Además, nótese que la intensidad cambia al aumentar la radiación solar ya que al aumentar la radiación solar se liberan más electrones, [69].

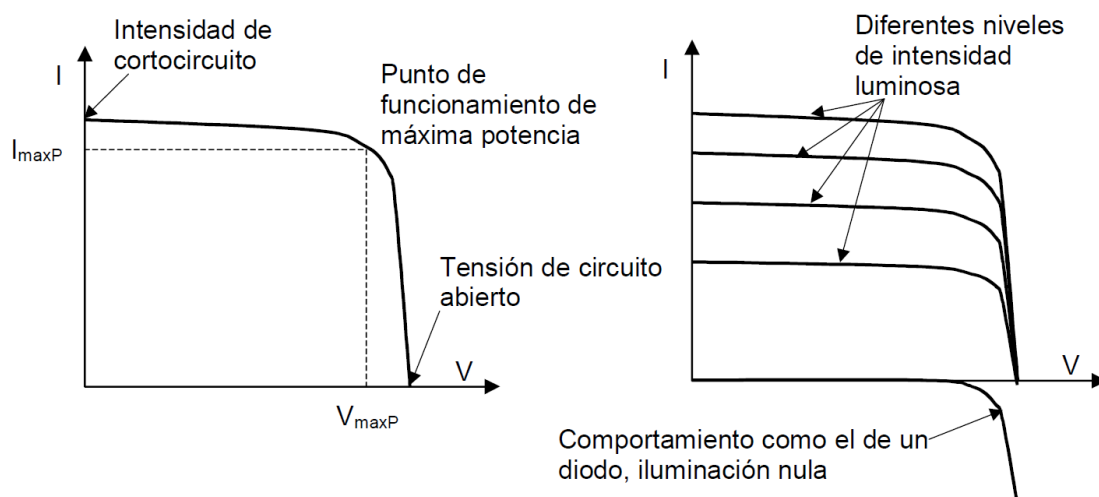


Figura III. 41. Curva característica de una celda

Observando la figura III.41 se pueden definir unos parámetros característicos de la célula fotovoltaica, que son:

- **Intensidad de cortocircuito** (I_{cc}): intensidad que produce la celda a tensión cero. Dependen de la irradiación que llegue a la celda, de la superficie de la celda y ligeramente de la temperatura a través del parámetro (α), ecuación (E – III. 118).

$$\alpha = \frac{1}{I_{cc}} \cdot \frac{\partial I_{cc}}{\partial T} \approx 0,0006/^{\circ}\text{C} \quad (\text{E – III. 118})$$

- **Tensión de circuito abierto** (V_{ca}): tensión que se mide cuando no hay nada conectado a la celda, depende de la temperatura a través del parámetro (β), ecuación (E – III. 119).

$$\beta = \frac{1}{V_{ca}} \cdot \frac{\partial V_{ca}}{\partial T} \approx -0,003/^{\circ}\text{C} \quad (\text{E – III. 119})$$

- **Potencia máxima:** potencia máxima que puede suministrar la celda (en el valor máximo del producto $V \cdot I$).
- **Factor de forma:** se define mediante la ecuación (E – III. 120). El factor de forma es un parámetro adimensional menor que la unidad y proporciona información de la calidad de la celda (cuanto mayor sea, mejor es la celda). Si la celda se modela con el circuito eléctrico equivalente que se muestra en la figura, el factor de forma recoge la influencia de las corrientes en serie y en paralelo asociadas a la celda. El factor de forma empeora a medida que la resistencia en serie aumenta y la resistencia en paralelo disminuye, [69].

$$FF = \frac{P_{m\acute{a}x}}{I_{cc} \cdot V_{ca}} \quad (\text{E – III. 120})$$

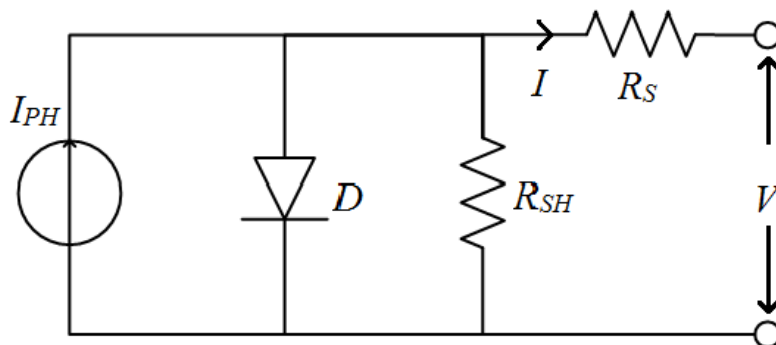


Figura III. 42. Esquema del circuito eléctrico equivalente de una monocelda

- **Rendimiento:** relación entre la potencia eléctrica máxima que puede dar la celda y la irradiación que incide sobre esta.

En la tabla III.14 se muestran estas características para algunos modelos comerciales. Se puede apreciar que el modelo que más rendimiento tiene también posee el factor de forma más elevado (el mejor panel seleccionable en esta lista).

Tabla III. 14. Características de paneles solares comerciales

Marca y modelo	I_{cc} [A]	α [%/°C]	V_{ca} [V]	β [%/°C]	$P_{m\acute{a}x}$ [W _p]	η NA	FF NA
Longi Solar LR4-60HBD-345M	11,59	0,06	41,1	-0,3	373	18,3	0,783
Longi Solar LR4-72HBD-415M	11,58	0,06	49,4	-0,3	446	18,5	0,780
REC ALPHA SERIES NA	10,23	0,04	44,1	-0,24	360	20,6	0,798
ZEBRA Technology Inside FU 350M ZEBRA Q.ANTUM DUO Z	10,76	0,046	42	-0,246	350	20,69	0,774
Q PEAK DUO ML- G9	10,58	0,04	44,9	-0,27	370	19,5	0,779
Jinko Solar Tiger Pro 60HC	13,73	0,048	41,0	-0,28	440	20,39	0,781
Vertex NA	12,14	0,04	40,8	-0,25	390	20,3	0,787
SUNPOWER MAXEON	6,58	NA	75,6	NA	400	22,6	0,804
WINAICO WST-370MG	11,39	0,04	40,8	-0,28	370	20,3	0,796

Los paneles fotovoltaicos son una agrupación de celdas. Las celdas se pueden agrupar en serie o en paralelo en función de los requisitos de tensión e intensidad que se requiera en el panel.

Los elementos fundamentales de la instalación son: regulador de carga, baterías e inversor.

El regulador de carga conecta los paneles con las baterías evitando situaciones de descarga y de sobrecarga

Las baterías sirven como elemento de acumulación de energía, se eligen en función de tres parámetros (eficiencia, autodescarga y profundidad de descarga).

Finalmente se tiene el inversor, el inversor se encarga de transformar la corriente continua que genera la celda en corriente alterna.

III.4.3. Biomasa

Las calderas de biomasa son un tipo de tecnología habitual empleada para abastecer la demanda de calefacción en invierno. Su uso ha aumentado en durante los últimos años en el uso de redes de calor o redes de distrito, *District Heating*.

Una ventaja medioambiental del uso de la biomasa estriba en el denominado balance neutro de la biomasa que hace referencia a que, teóricamente no existen emisiones de dióxido de carbono debido a que el que se libera durante la combustión es dióxido de carbono previamente absorbido por las plantas durante su crecimiento. Por otro lado, las emisiones de partículas en los humos de este tipo de instalaciones deben ser retiradas, para ello se emplean equipos como ciclones o filtros electrostáticos (sobre todo en instalaciones de elevada potencia).

Es necesario tener en cuenta que la biomasa, normalmente, requiere ser pretratada antes de su energético. Concretamente se somete a procesos como: astillado, molienda, peletizado, secado, etc.

Los tipos de biomasa se pueden clasificar en **biomasa natural**, la que se genera en bosques o ecosistemas naturales, o la **biomasa antropogénica**, en cuya información interviene el hombre. La biomasa antropogénica tiene orígenes muy diversos, por ejemplo, si se habla de biomasa residual se puede hacer alusión a residuos forestales, residuos industriales, residuos agrícolas. Otro tipo de biomasa antropogénica deriva de cultivos energéticos.

En cuanto a propiedades de la biomasa se distinguen:

- **Composición:** los componentes mayoritarios de la biomasa son carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre (se puede determinar mediante un análisis elemental). Además, cabe destacar el contenido en volátiles de carbono y de cenizas (estos componentes se consideran con un análisis inmediato).
- **Contenido en humedad:** se desea que el contenido en humedad de la biomasa sea lo más bajo posible. Si la humedad tiene un contenido de humedad elevado, parte del calor generado en la combustión se invierte en evaporar dicha humedad en lugar de calentar los humos lo que supone un efecto no deseable. El poder calorífico de la biomasa disminuye a medida que aumenta su contenido en humedad.

- **Poder calorífico:** el poder calorífico es la cantidad de energía que se desprende en la combustión por unidad de masa de combustible (de biomasa). El poder calorífico depende de la composición de biomasa.
- **Densidad:** la densidad se puede definir de dos maneras. *Densidad real:* no se tienen en cuenta el volumen de los huecos. *Densidad aparente:* de más interés en combustibles biomásicos y que relaciona la masa de combustible con el volumen que ocupa, incluyendo el volumen de los huecos.

Una instalación de biomasa en edificación debe tener un almacén de biomasa (un silo), un sistema de alimentación (como un tornillo sin-fin), una caldera, un sistema de seguridad y una chimenea.

III.4.4. Bomba de calor geotérmica

Una bomba de calor geotérmica consiste en una bomba de calor donde uno de los focos en el interior del edificio y otro el terreno. Según si nivel térmico se pueden dividir en cuatro tipos:

- **Muy baja temperatura** (5°C-25°C). Su aprovechamiento se basa en el uso de bomba de calor.
- **Baja temperatura** (25 °C-100°C). Por encima de 50°C se puede utilizar como calor de uso directo. Por debajo de 50 °C se puede usar directamente como foco de calor para instalaciones de calefacción de baja temperatura, pero lo habitual es utilizar bomba de calor.
- **Media entalpía** (100°C-150°C). Se puede utilizar como foco de calor, pero es más habitual su uso en la producción de electricidad.
- **Alta entalpía** (>150°C). Se utiliza para producir electricidad.

Los sistemas más utilizados en edificios son las de baja o muy baja temperatura. Los focos de alta temperatura son escasos y se localizan en puntos de elevada actividad sísmica.

Un sistema para aprovechar este recurso en edificios son los pozos provenzales o focos canadienses. Se utilizan intercambiadores tierra –aire que son tubos enterrados que permiten preacondicionar el aire que se introduce en el edificio. Sin embargo, la aplicación más habitual es la de bomba de calor del tipo agua-agua, que toma el calor de agua glicolada que circula por el intercambiador enterrado (evaporador) y lo cede al agua del circuito de

calefacción en el condensador. Esta tecnología puede ser reversible, donde en invierno el terreno actúa como foco frío desde donde se extrae calor y viceversa.

III.5. Indicadores de eficiencia energética

Se puede determinar la eficiencia energética calculando o midiendo el consumo de energía necesaria para satisfacer la demanda energética anual del edificio. Esta problemática se puede solucionar considerando unas condiciones normales de funcionamiento y ocupación y aplicando métodos de cálculo como los mencionados anteriormente o se puede recurrir a programas de simulación dinámica donde se pueden hacer cálculos más rigurosos.

La eficiencia energética se puede expresar de forma cualitativa o cuantitativa por medio de índices y calificación, letras de una escala o indicadores. La metodología para realizar una calificación energética en función de letras e indicadores viene dada por el Real Decreto 235/2013, en aplicación de la Directiva 2010/31/UE.

El objetivo de los indicadores es representar el buen o mal comportamiento del edificio y proporcionan valores útiles a la hora de plantear recomendaciones o mejoras susceptibles de ser implementadas en el edificio. Estos indicadores se obtienen en base anual y referidos a la unidad de superficie del edificio.

Los indicadores principales o globales de eficiencia energética son:

- Las emisiones anuales de CO₂.
- El consumo anual de energía primaria no renovable.

Estos indicadores engloban el impacto de las instalaciones de calefacción, refrigeración, ACS, iluminación, la reducción de las emisiones de CO₂, etc. Se pueden definir otros indicadores que reciben el nombre de indicadores complementarios:

- La demanda energética anual de calefacción.
- La demanda energética anual de refrigeración.
- El consumo anual de energía primaria no renovable desagregada por servicios.
- Las emisiones anuales de CO₂ desagregada por servicios.
- Las emisiones anuales de CO₂ desagregada por consumo eléctrico y por otros combustibles.

Los servicios considerados en los indicadores complementarios son los de calefacción, refrigeración, ACS e iluminación.

Las unidades utilizadas al emplear estos indicadores serán: *kWh/m²útil* y *kg CO₂/m²útil*.

IV. Materiales y Métodos

En este capítulo se describen todos los procesos, hipótesis, cálculos complementarios y medidas experimentales realizadas para disponer de un modelo validado y funcional que represente el comportamiento real del edificio.

Por otro lado, en este capítulo se desarrolla una metodología que sirve para caracterizar el comportamiento del edificio a largo plazo. El resultado de aplicar esta metodología es obtener una recta de comportamiento del edificio que permita calcular el consumo asociado al mismo (de calefacción o de refrigeración) para cualquier climatología. Como se desarrollará posteriormente, esta metodología permitirá calcular un consumo térmico de referencia para validar el modelo. Además, esta metodología presenta ventajas adicionales que se desarrollarán posteriormente.

IV.1. Descripción del edificio

IV.1.1. Generalidades

El Aulario Campus Esgueva se ubica entre la Facultad de Ciencias Económicas y Empresariales (al norte) y la Escuela de Ingenierías Industriales (al sur). Este edificio está destinado a Aulario de la Universidad, impartándose en él clases correspondientes a diferentes titulaciones.



Figura IV. 1. Localización del Aulario Campus Esgueva

De geometría rectangular, consta de un sótano, planta baja, planta primera y cubierta. El sótano está dedicado a aparcamientos y al alojamiento de la sala de calderas e instalaciones. Tanto la planta baja como la planta primera tienen la misma distribución salvo que en la planta primera se encuentra la Sala de ordenadores y la Sala de Estudio propiamente dicha. Ambas plantas están formadas por dos alas rectangulares separadas cada una por un vestíbulo. En cada una de estas alas se encuentran las diferentes aulas y seminarios, situándose aseos al inicio y final de cada ala. La cubierta es plana salvo a excepción de un tejado central que cruza el edificio. En las figuras IV.2, IV.3, IV.4, IV.5 y IV.6, se muestran algunas fotografías de visitas realizadas al edificio.

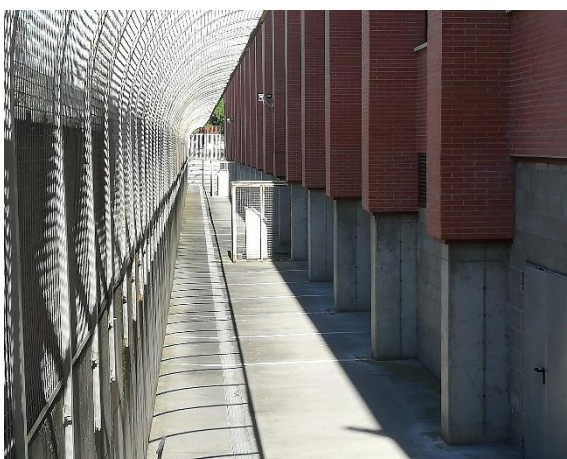


(a)



(b)

Figura IV. 2. (a) Fachada principal (orientación Sur) (b) Fachada posterior, con galería de acceso al aparcamiento



(a)



(b)

Figura IV. 3. (a) Acceso al aparcamiento (b) visita del aparcamiento (el norte ubicado a la derecha de la figura (b))



(a)

(b)

Figura IV. 4. (a) Fachada lateral Oeste (Paseo del Cauce) (b) detalle de la fachada lateral Este



(a)

(b)

Figura IV. 5. (a) Vestíbulo principal (b) detalle de la carpintería



(a)



(b)

Figura IV. 6. (a) Pasillo de distribución de aulas (b) detalle de distribución de luminarias y radiadores

IV.1.2. Descripción geométrica

Tal como se indicaba anteriormente, el edificio consta de semisótano y dos plantas aéreas. La cubierta de la planta primera es una cubierta plana, salvo en el cuerpo central, que corresponde con el vestíbulo, que presenta una cubierta inclinada a dos aguas, con una altura de 3,50 m. Bajo dicha cubierta se encuentra el acceso a la cubierta para cuestiones de mantenimiento. En la figura IV.7 se muestra la vista del alzado del edificio.



Figura IV. 7. Alzado del Aulario Campus Esgueva

La altura máxima del edificio es de 16 metros, encontrándose 1,5 metros bajo rasante y los otros 14,5 metros sobre rasante. La parte bajo rasante se corresponde con el semisótano del edificio que presenta 2 metros de altura sobre el nivel del suelo.

Las tres plantas del aulario (Planta Semisótano, Planta Baja y Planta Primera) tienen las superficies que se indican en la siguiente tabla IV.1. La tabla IV.1 también muestra la altura libre de las plantas (suelo-techo) y el volumen de aire contenido en estos espacios. También se indica la cota a la que se encuentra el suelo de cada planta.

Tabla IV. 1. Dimensiones representativas del edificio por planta

Planta	Superficie [m ²]	Altura libre [m]	Altura suelo-suelo [m]	Cota [m]	Volumen [m ³]
Semisótano	645,25	3,36	3,50	-1,50	2 168,04
Planta Baja	2 460,87	3,23	4,50	2,00	7 948,60
Planta Primera	1 808,06	3,23	4,50	6,50	5 840,04

Además, cabe destacar que la superficie total construida (respecto la que se mostraran valores posteriores) es de 4 268,93 m². Y el volumen del edificio es de 13 788,63 m³. En estos valores no se computa el semisótano. Se consideran la totalidad de la planta baja y la planta primera, incluyendo algún espacio que no se climatiza como el hueco del ascensor y los cuartos de la limpieza.

Tras confeccionar el modelo se proporcionará una tabla más detallada con la misma información.

La Unidad Técnica de Arquitectura, que tiene por objeto la supervisión de los proyectos y el control de las obras de nueva planta, así como la ejecución de los proyectos de reforma, remodelación, adaptación y reparación de todos los edificios administrados por la Universidad y la dirección técnica, redacción de los Estudios Básicos de Seguridad y la gestión de las obras correspondientes, facilitó al GIR Termotecnia información de geométrica, constructiva y referente a las instalaciones del edificio caso de estudio.

La información geométrica del edificio está disponible digitalizada mediante un dwg. Este archivo contiene la definición geométrica del edificio actualizada en octubre de 2010, conteniendo las plantas de los niveles de Sótano, Planta Baja y Planta Primera; así como el alzado principal.

No se dispone de secciones, de los demás alzados y de cotas de elevación en las plantas.

IV.1.3. Información constructiva

La memoria disponible describe de forma literaria la composición genérica de los muros exteriores, muros interiores, cubierta y carpintería, con algunos datos de espesores y sin especificar propiedades térmicas ni materialidad del aislante empleado.

El anexo indica los coeficientes de transmisión de calor adoptados para cada tipo de solución constructiva ($kcal/(h\ ^\circ C\ m^2)$). Entiéndase como un valor orientativo no como un valor del edificio.

La memoria incluye una breve descripción constructiva de la instalación de calefacción, indicando número de calderas y combustible pero no se indica potencia ni modelo.

IV.1.4. Instalaciones HVAC

El edificio posee calefacción en todas sus estancias, refrigeración solamente en cuatro de ellas y no posee ventilación mecánica (por tanto, no dispone de ningún equipo de tratamiento del aire UTA, ni unidades de enfriamiento evaporativo, sistemas de recuperación, etc.).

La calefacción en el año 2007 estaba suministrada por calderas de gasóleo, en la actualidad existe un *district heating* que abastece mediante varios anillos a varios edificios de la UVa y al hospital clínico entre otros.

El suministro de calor en las diferentes estancias se realiza mediante radiadores convencionales. El suministro de frío (en las estancias que dispongan de frío) se realiza mediante equipos de refrigeración mecánica de expansión directa (bombas de calor). Estos dispositivos no funcionan de manera reversible, únicamente abastecen la demanda de frío y, por ende, todo el consumo eléctrico asociado a estos sistemas se puede computar en el consumo de refrigeración del edificio.

La potencia instalada en radiadores, para cada planta del edificio, se muestra en la tabla IV.2 y en la tabla IV.3 para la planta baja y la primera planta respectivamente. La potencia instalada en la planta baja asciende a 135, 22 kW mientras que en la primera planta el total es de 132,22 kW. Es decir, se tiene una potencia instalada en radiadores en el edificio de 267,44 kW.

Tabla IV. 2. Potencia instalada en radiadores. Planta Baja

Zona	Modelo	Marca	Potencia instalada [kW]
Aula 1	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 2	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 3	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 4	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 5	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 6	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 7	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 8	EU-600	FERROLI	10,05
Seminario - tutoría 1	EU-600	FERROLI	3,35
Seminario - tutoría 2	EU-600	FERROLI	3,35
Aseo alumnos 1	EU-600	FERROLI	3,2
Aseo alumnas 1	EU-600	FERROLI	3,5
Aseo alumnas 2	EU-600	FERROLI	3,2
Aseo alumnos 1	EU-600	FERROLI	3,5
Vestíbulo	EU-600	FERROLI	18,28
Pasillo 1	EU-600	FERROLI	8,22
Pasillo 2	EU-600	FERROLI	8,22

Tabla IV. 3. Potencia instalada en radiadores. Primera Baja

Zona	Modelo	Marca	Potencia instalada [kW]
Aula 1	EU-600	FERROLI	10,97
Aula 2	EU-600	FERROLI	10,97
Aula 3	EU-600	FERROLI	10,97
Aula 4	EU-600	FERROLI	10,97
Aula 5	EU-600	FERROLI	10,05
Aula 6	EU-600	FERROLI	10,05
Pasillo 1	EU-600	FERROLI	8,84
Pasillo 2	EU-600	FERROLI	8,84
Vestíbulo	EU-600	FERROLI	9,44
Seminario tutoría 1	EU-600	FERROLI	3,35
Seminario tutoría 2	EU-600	FERROLI	3,35
Sala de estudios	EU-600	FERROLI	20,1
Aseo alumnos 1	EU-600	FERROLI	3,35
Aseo alumnas 1	EU-600	FERROLI	3,81
Aseo alumnos 2	EU-600	FERROLI	3,81
Aseo alumnas 2	EU-600	FERROLI	3,35

Antes de la instalación del *district heating*, se dispone de dos calderas de gasóleo de marca ROCA de potencias 232 kW y 174 kW.

Las características generales de los modelos se muestran en la tabla IV.4, en la figura IV.8 se muestra una imagen de las calderas existentes en el aula antes de la instalación del *district heating*. Además, en la figura IV.9 se muestra una representación de la instalación de calefacción.

Tabla IV. 4. Calderas de gasóleo del aula

Caldera	Marca	Modelo	Quemador	Potencia [kW]
Caldera 1	ROCA	NTD-200	PRESOMATIC GO - 32	232
Caldera 2	ROCA	NTD-165	PRESOMATIC GO - 30	174



Figura IV. 8. Calderas de gasóleo

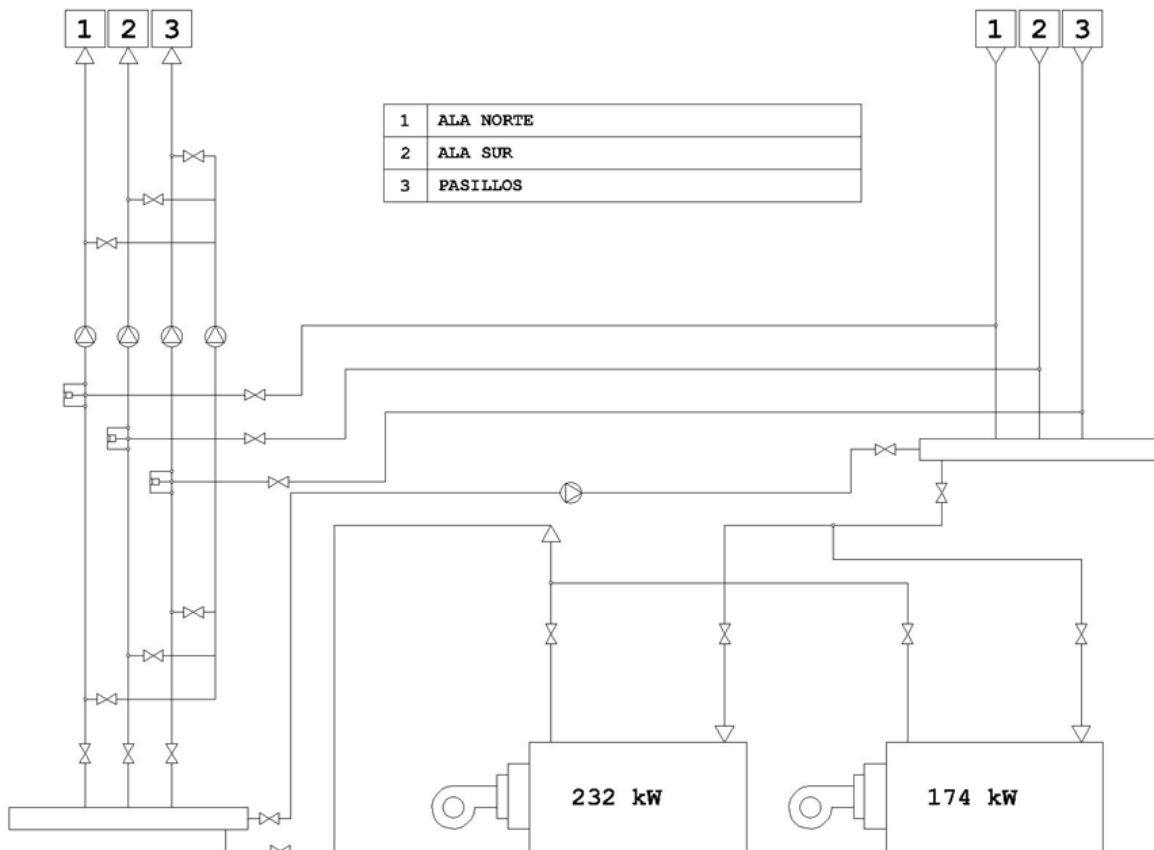


Figura IV. 9. Diagrama simplificado de la instalación de calefacción

Según el montaje de la figura IV.9, las calderas no tienen que operar de forma simultánea, de hecho, no lo hacen. El suministro de calor al edificio se realiza mediante tres circuitos independientes (el 1, el 2 y el 3). Se tienen dos colectores, uno alimenta la impulsión y otro recoge el retorno. Ambos colectores están conectados a las calderas y, por tanto, pueden trabajar de forma desacoplada. Nótese que, la potencia instalada en generación (para calefacción) es de 406 kW, mientras que la potencia instalada en radiadores es de 267,42 kW. En base a estos resultados se pueden extraer varias conclusiones. En primer lugar, la potencia instalada en generación (calderas) es mayor que la potencia instalada en suministro (radiadores), esto deriva de que si solo se instala la caldera 1 (ver tabla IV.4) la potencia de la caldera es inferior a la potencia instalada en radiadores y, por ende, podría ser insuficiente. En cualquier caso, los radiadores del aula no se utilizan simultáneamente, por lo que es altamente posible que con una caldera de 232 kW se pudiera abastecer toda la demanda. Incluir una caldera adicional se justifica para: poder abastecer picos de demanda, tender un apoyo en procesos de start-up (puestas en marcha de la caldera, procesos de arranque, paradas por mantenimiento) e incluso en meses de baja demanda se podría operar con la caldera de baja potencia.

Finalmente, se tienen cinco unidades de refrigeración exterior que sirven para refrigerar cuatro espacios del edificio. Las unidades de refrigeración se muestran en la figura IV.10.



Figura IV. 10. Unidades exteriores de refrigeración

Los modelos de las unidades de refrigeración existentes se muestran en la tabla IV.5.

Tabla IV. 5. Modelos de las unidades de refrigeración

Zona	Marca	Unidad Exterior	Unidad Interior
Aula 21	Mitsubishi Daiya	FDCP808HES3	FTD508A
Aula 24	Mitsubishi Daiya	FDCP1008HES3	FDT408A
Aula 22	Mitsubishi Daiya	FDCP808HES3	FDT408A
Sala de estudio	Mitsubishi Electric	PUH 10 YE	PLH-5 AKS
Sala de estudio	Mitsubishi Electric	PUH 10 YE	PLH-5 AKS

Además, en la tabla IV.6 se indican especificaciones técnicas relevantes de la unidad de refrigeración para configurar el modelo.

Tabla IV. 6. Especificaciones técnicas de las unidades de refrigeración

Zona	Potencia calor [kW]	Potencia frío [kW]	Compresor [kW]	EER	COP
Aula 21	22,40	20,00	6,5	3,08	3,45
Aula 24	28,00	25,00	9	2,78	3,11
Aula 22	22,10	22,00	6,5	3,08	3,45
Sala de estudio	28,40	26,00	9,02/8,62	2,88	3,54
Sala de estudio	28,40	26,00	9,02/8,62	2,88	3,54

IV.2. Consumos de referencia

En este apartado se recoge información sobre consumos eléctricos y térmicos, recopilados desde diferentes fuentes y que constituyen información esencial para realizar la validación del modelo del edificio.

La metodología para realizar la validación en el edificio se aborda en apartados posteriores de este capítulo.

Los consumos eléctricos se obtienen a partir de la información de una auditoría realizada sobre el edificio en el año 2007. Los consumos térmicos, concretamente consumos de

energía primaria (es decir, asociados al gasto de energía del propio combustible) se encuentran en la tesis doctoral de [66].

IV.2.1. Consumos eléctricos

Existen dos consumos eléctricos relevantes a considerar en el edificio: el consumo eléctrico asociado a la iluminación (el cual constituye el principal consumo eléctrico del edificio) y el consumo eléctrico asociado a climatización (electricidad que consumen las bombas de calor).

Además, existen otros consumos como los consumos de los ascensores, los consumos de los auxiliares (consumo eléctrico asociado a las bombas que hacen circular el agua de refrigeración, por ejemplo), etc.

En la tabla IV.7 se muestra la potencia instalada en iluminación y el consumo anual estimado. A partir de estos valores se puede deducir un número de horas al día de funcionamiento promedio, este valor será un parámetro a considerar a la hora de crear los horarios en *Design Builder*.

Nótese que el número de horas de la tabla IV.7 puede ser un parámetro de reajuste.

En la figura IV.11 se muestra los valores de potencia instalada de iluminación desglosado por zonas. Se tiene una potencia instalada de iluminación de 108,43 kW.

En la figura IV.12 se muestra el porcentaje de cada una de las contribuciones anteriores en el consumo total del edificio.

Nótese que, que una estancia o espacio tenga más potencia instalada no implica necesariamente que el consumo en ese espacio sea mayor. Por ejemplo, la potencia instalada en pasillos y escaleras es de 9.80 kW y representa un 4,93 % del consumo total, mientras que la sala de estudio tiene una potencia de iluminación instalada de 7,65 kW (menor que la de pasillos y escaleras) y representa un 8,76 % del consumo de iluminación total (mayor que el de pasillos y escaleras).

Tabla IV. 7. Potencia instalada en iluminación para las diferentes zonas del edificio

Planta	Zona	Potencia instalada iluminación [kW]	Funcionamiento iluminación diaria [h/día] promedio	Funcionamiento iluminación anual [h/año]	Consumo estimado año [kWh/año]
Garaje	Pasillos y escaleras	0,60	8,13	2 040,00	1 224,00
	Zona de aparcamiento	19,76	8,13	2 040,00	40 310,40
	Total Garaje	20,36	NA	2 040,00	41 534,40
Planta Baja	Pasillos y escaleras	4,60	5,00	1 254,00	5 768,40
	Aulas	30,62	11,80	2 963,00	90 727,06
	Aseos	2,32	5,00	1 254,00	2 909,28
	Total planta baja	37,54	NA	2 647,97	99 404,74
Planta Primera	Pasillos y escaleras	4,60	5,00	1 254,00	5 768,40
	Aulas	22,96	11,80	2 963,00	68 030,48
	Sala de estudio	7,65	11,80	2 963,00	22 666,95
	Aseos	2,32	5,00	1 254,00	2 909,28
	Total primera planta	37,53	NA	2 647,88	99 375,11
Hall	Hall	13,00	5,69	1 428,00	18 564,00
TOTAL	NA	108,43	NA	2 387,51	258 878,25

Valores en kW

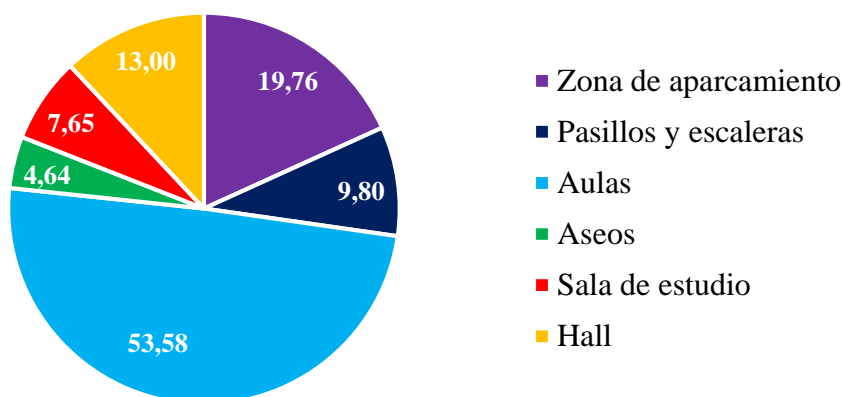


Figura IV. 11. Potencia instalada en iluminación por zonas

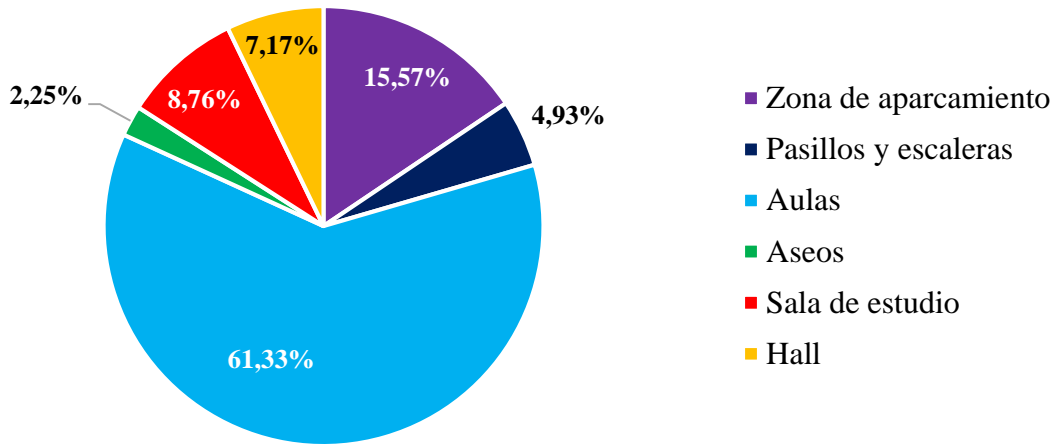


Figura IV. 12. Desglose de consumos de iluminación

A continuación, se recoge y analiza a la información disponible de los equipos que consumen energía eléctrica del edificio, independientemente de su procedencia. Los consumos eléctricos de las diferentes contribuciones se muestran en la tabla IV.8.

Tabla IV. 8. Consumo eléctrico de equipos

Planta	Zona	Auxiliares calefacción	Refrigeración	Bombas	Ascensor	Ofimática	[kWh/año]
Sótano	Sala de calderas	1 143,76	NA	3 060,33	NA	NA	
Baja	Hall, Pasillos y escaleras	NA	NA	NA	2 510,00	1 956,00	
	Aulas	NA	NA	NA	NA	5 644,80	
Primera	Aulas	NA	4 484,00	NA	NA	4 032,00	
	Sala de estudio	NA	6 175,00	NA	NA	NA	
Total consumo (por tipo de equipo)		1 143,76	10 659,00	3 060,33	2 510,00	11 632,80	
Contribución (por tipo de equipo)		3,94%	36,75%	10,55%	8,65%	40,10%	
Consumo total equipos (edificio)				29 005,89			

En la tabla IV.9 se recoge la potencia instalada de equipos eléctricos. Nótese que las bombas se computan de forma separada a los auxiliares de calefacción, pero los consumos de esas bombas son para hacer circular el agua de calefacción a través del edificio.

Tabla IV. 9. Potencia instalada de equipos eléctricos

	Auxiliares calefacción	Refrigeración	Bombas	Ascensor	Ofimática
	[kW]				
Potencia (eléctrica) instalada en equipos	0,74	38,00	1,98	10,00	12,20
Contribución respecto al total	1,18%	60,39%	3,15%	15,89%	19,39%
Potencia de equipos del edificio	62,92				

Algunos datos de las tablas IV.8 y IV.9 se representan a continuación. En la figura IV.13 se muestra la potencia instalada en equipos eléctricos en función de su tipología. Por otro lado, en la figura IV.14 se muestra un desglose de la contribución por tipologías de equipos en el consumo eléctrico del edificio. Cabe destacar que la mayor contribución en consumo (exceptuando ofimática) se tiene en refrigeración. El consumo de refrigeración será uno de los valores de comprobación para asegurar que el modelo está validado. Respecto a la potencia instalada, los motores que accionan los compresores de las bombas de calor para dar refrigeración son el principal componente. Finalmente, en la tabla se muestra la potencia instalada en equipos eléctricos desglosada por plantas y por zonas. La potencia en equipos eléctricos total instalada es de 62,92 kW.

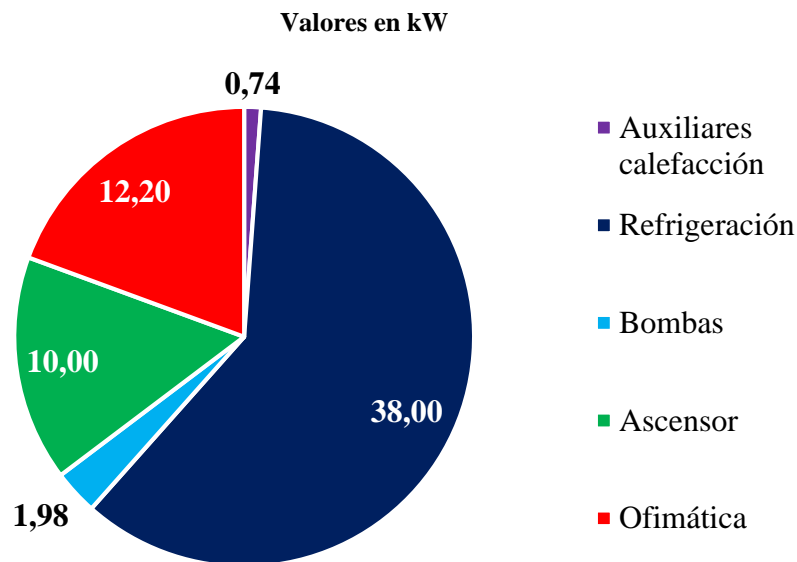


Figura IV. 13. Potencia instalada en equipos eléctricos por tipología

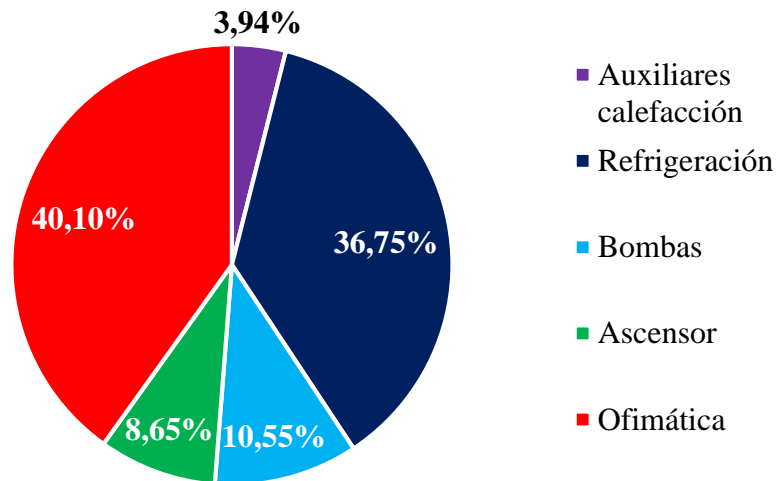


Figura IV. 14. Contribución por tipologías de equipos en el consumo eléctrico del edificio

Tabla IV. 10. Potencia instalada en equipos eléctricos desglosada por planta y por zona

Planta	Zona	Potencia instalada equipos
		[kW]
Sótano	Sala de calderas	2,72
Baja	Hall, Pasillos y escaleras	15,00
	Aulas	4,20
Primera	Aulas	22,00
	Sala de estudio	19,00
TOTAL	NA	62,92

En la tabla IV.11 se muestra el desglose de consumo eléctrico para los diferentes meses del año distinguiendo entre iluminación, equipos y otros. Nótese que en la categoría equipos se está considerando la suma de auxiliares de calefacción, refrigeración, bombas, ascensor y ofimática. En el apartado otros se consideran otras contribuciones que no están asociadas a equipos ni a iluminación. Estas contribuciones no se considerarán en adelante.

Cabe destacar que el consumo de iluminación es la componente principal del consumo eléctrico del edificio, suponiendo más del 80 % del consumo total eléctrico anual del edificio. La contribución en equipos es de menos del 9 % del consumo total eléctrico anual.

Tabla IV. 11. Consumos mensuales para las diferentes contribuciones

Mes	Iluminación	Equipos [kWh]	Otros	TOTAL
Enero	27 872,93	2 353,10	4 955,54	35 181,57
Febrero	27 156,83	2 250,60	690,12	30 097,55
Marzo	22 171,96	2 018,90	3 193,73	27 384,59
Abril	13 251,68	1 311,26	2 247,86	16 810,80
Mayo	29 084,83	2 122,24	1 968,74	33 175,81
Junio	35 785,68	6 099,79	585,25	42 470,72
Julio	21 536,60	4 058,23	1 335,89	26 930,72
Agosto	11 150,76	2 868,62	3 142,13	17 161,51
Septiembre	19 533,50	931,37	3 692,06	24 156,93
Octubre	19 279,97	1 864,65	3 693,07	24 837,69
Noviembre	20 243,97	1 913,95	4 631,01	26 788,93
Diciembre	11 812,28	1 213,19	5 232,49	18 257,96
Consumo total	258 880,99	29 005,90	35 367,89	323 254,78
Contribución	80,09%	8,97%	10,94%	NA

De la información analizada en este apartado se desea extraer un consumo eléctrico de referencia para poder validar el edificio en apartados posteriores. Concretamente se extraen dos consumos: el consumo eléctrico en iluminación (ya que es la principal componente) y el consumo eléctrico en refrigeración. El consumo de referencia de iluminación se muestra en la figura IV.15 (serie verde).

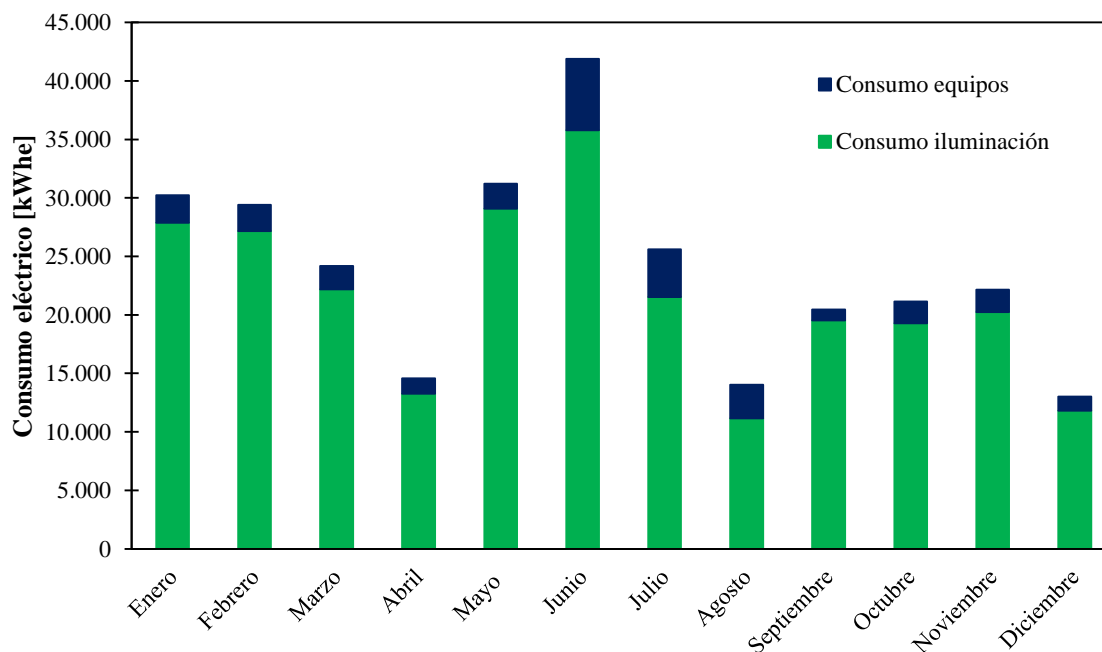


Figura IV. 15. Consumos eléctricos relevantes en la validación del modelo

Aunque la refrigeración no es la principal contribución al consumo eléctrico del edificio, es una variable cuya caracterización es relevante ya que en estudios paramétricos posteriores se proponen medidas de ahorro energético que afectan a la refrigeración y, por ende, es un consumo que es necesario validar.

Existe un inconveniente adicional que es que no se dispone de valores mensuales del consumo de refrigeración y, por tanto, es un valor que se debe deducir de la información presentada en este punto. Para deducir este valor primeramente hay que hacer una clasificación de los consumos eléctricos. Existen dos tipos de consumos eléctricos atendiendo a si dependen de las condiciones ambientales o no:

- **Consumos eléctricos no asociados a las condiciones ambientales:** son consumos que dependen de la ocupación y del uso del edificio. Estos son iluminación, ascensor, equipos de oficina, etc. Desde un punto de vista purista, la iluminación sí depende de las condiciones ambientales, si hay una buena iluminación natural asociada a un día no nublado o de alta radiación, se puede alcanzar un confort lumínico empleando menos luz artificial. No obstante, no se van a tener en cuenta este tipo de distinciones en esta clasificación.
- **Consumos eléctricos asociados a las condiciones ambientales:** existen otros consumos eléctricos que sí dependen necesariamente de las condiciones ambientales. Por ejemplo, el consumo eléctrico asociado a auxiliares de calefacción y a bombas (que operan cuando funciona la calefacción) existe si hay calefacción. Luego estos consumos eléctricos dependen de las condiciones ambientales.

Nótese que no se dispone de un consumo mensual de los equipos asociados al funcionamiento de calefacción. Para deducirlos, primero es necesario conocer cuándo opera la calefacción y repartir el consumo de los equipos durante estos periodos. Es decir, si en enero se tiene el X % de la demanda de calefacción, se considera que el consumo eléctrico de los equipos de calefacción en enero es del X % del total de su contribución.

Por tanto, a partir de consumo térmico se deduce el consumo eléctrico de los equipos asociados a la calefacción. A partir de este consumo eléctrico, descontándolo del total, se obtiene el consumo eléctrico mensual asociado a la refrigeración. Este consumo se muestra en la figura. Nótese que este consumo es una estimación, no un valor medido y, por tanto, al comparar valores de simulaciones con estos resultados, los errores se pueden analizar de manera más laxa ya que no se puede cuantificar la incertidumbre del resultado.

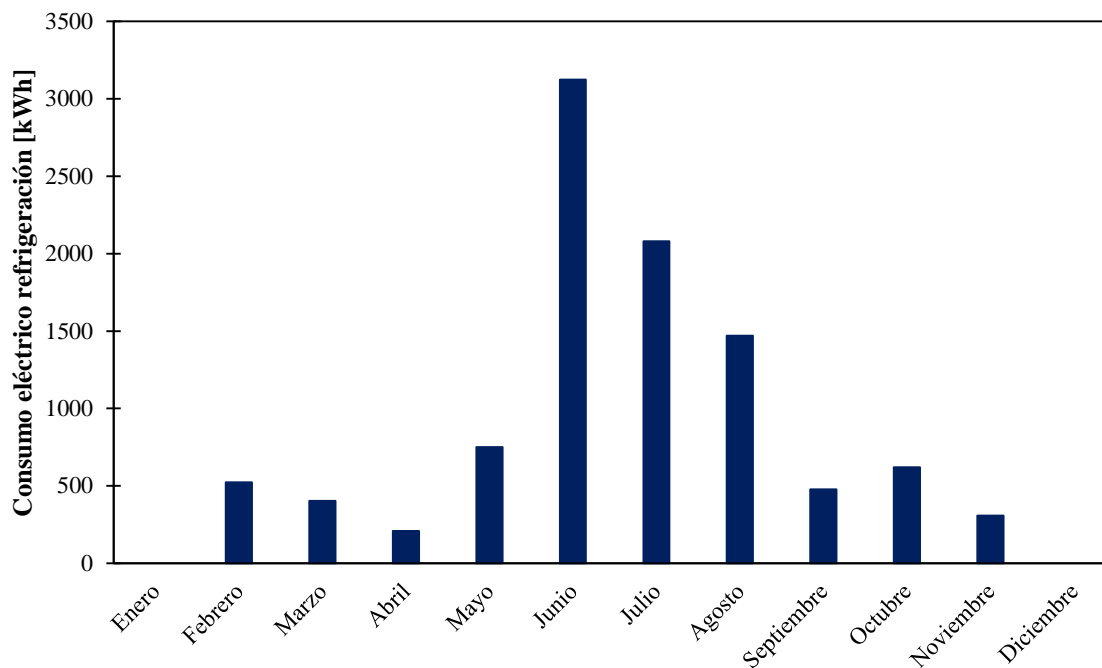


Figura IV. 16. Consumo eléctrico estimado asociado a la refrigeración

IV.2.2. Consumos térmicos

Se dispone de una serie de consumos de energía primaria (consumos asociados al combustible, gasóleo). En los meses de octubre, noviembre y diciembre de 2018 se computa el consumo como “NA” haciendo alusión a que no aplica, porque en esos meses el consumo se proporcionó íntegramente con el *district heating* y no con las calderas de gasóleo. Estos consumos se muestran en la tabla IV.12.

Tabla IV. 12. Consumos térmicos del Aulario

Mes	Año	Consumo [MWh]
Octubre	2012	25,02
Noviembre	2012	65,98
Diciembre	2012	70,70
Enero	2013	56,72
Febrero	2013	54,28
Marzo	2013	40,28
Abril	2013	32,19
Mayo	2013	28,49
Junio	2013	0,00
Julio	2013	0,00
Agosto	2013	0,00

Septiembre	2013	0,00
Octubre	2013	1,62
Noviembre	2013	55,25
Diciembre	2013	69,06
Enero	2014	51,06
Febrero	2014	53,63
Marzo	2014	46,47
Abril	2014	17,64
Mayo	2014	8,22
Junio	2014	0,00
Julio	2014	0,00
Agosto	2014	0,00
Septiembre	2014	0,00
Octubre	2014	NA
Noviembre	2014	NA
Diciembre	2014	NA
Enero	2015	NA
Febrero	2015	NA
Marzo	2015	NA
Abril	2015	NA
Mayo	2015	NA
Junio	2015	0,00
Julio	2015	0,00
Agosto	2015	0,00
Septiembre	2015	0,00
Octubre	2015	9,69
Noviembre	2015	38,63
Diciembre	2015	55,92
Enero	2016	39,54
Febrero	2016	102,47
Marzo	2016	42,45
Abril	2016	31,99
Mayo	2016	11,09
Junio	2016	0,00
Julio	2016	0,00
Agosto	2016	0,00
Septiembre	2016	0,00
Octubre	2016	7,81
Noviembre	2016	38,59
Diciembre	2016	63,20
Enero	2017	70,89
Febrero	2017	40,72
Marzo	2017	31,43
Abril	2017	12,60
Mayo	2017	0,77
Junio	2017	0,00
Julio	2017	0,00
Agosto	2017	0,00

Septiembre	2017	0,00
Octubre	2017	0,00
Noviembre	2017	24,94
Diciembre	2017	69,44
Enero	2018	62,46
Febrero	2018	65,54
Marzo	2018	48,60
Abril	2018	29,41
Mayo	2018	5,14
Junio	2018	0,00
Julio	2018	0,00
Agosto	2018	0,00
Septiembre	2018	0,00
Octubre	2018	NA
Noviembre	2018	NA
Diciembre	2018	NA

Es importante destacar que ninguno de estos consumos es el consumo térmico de referencia del edificio. Esto se debe a que el consumo de referencia del edificio debe ser acorde con la climatología del archivo climático que emplea *Design Builder* en las simulaciones. Como ese año no coincide con ninguno de los anteriores, no se puede utilizar directamente ninguno de estos valores.

La solución consiste en generar un modelo, una recta de comportamiento del edificio, que permita obtener la demanda del edificio para cualquier climatología. Este modelo se desarrolla posteriormente en los apartados de validación del edificio.

IV.3. Comportamiento de la envolvente. Medidas experimentales

Debido a la escasa información sobre la composición de los cerramientos, se requiere calcular, medir y/o estimar la transmitancia térmica de los cerramientos.

La transmitancia térmica de los cerramientos, como se ha descrito en el capítulo de “Estado del Arte”, es un parámetro íntimamente relacionado con el consumo energético de los edificios y, por ende, determinar este valor con la mayor precisión posible resulta imperativo.

IV.3.1. Termoflujometría. Equipo y sondas

La termoflujometría es una técnica no invasiva que permite obtener indirectamente (o determinar) el valor de la transmitancia térmica de un cerramiento o de un acristalamiento en cuestión. Para ello se emplean los dispositivos: un termoflujómetro, sondas de temperatura y una unidad de almacenamiento de datos. La norma UNE EN ISO 9869:1994 establece las pautas para determinar experimentalmente la resistencia y la transmitancia térmica de los cerramientos.

El termoflujómetro sirve para medir la densidad de flujo de calor, es decir, el flujo de calor por unidad de superficie de cerramiento. Se trata de una lámina delgada que se coloca en la parte interior del cerramiento. El termoflujómetro es un transductor que proporciona una señal eléctrica de salida (output). Esta señal es proporcional al flujo de calor. El termoflujómetro debe tener una baja resistencia térmica con el fin de minimizar la perturbación que puede causar en la medida, así como una sensibilidad lo suficientemente buena para identificar el flujo de calor más bajo.

Además, es necesario medir la temperatura tanto interior como exterior del cerramiento para poder conocer el salto térmico que genera el flujo de calor que se mide con el termoflujómetro. Por tanto, se necesitan, al menos, dos sondas de temperatura: una interior y otra exterior.

IV.3.2. Medidas experimentales

IV.3.2.1. **Equipos y montaje**

Los termoflujómetros empleados son el dispositivo ALMEMO FQA018TSI y el dispositivo ALMEMO FQA019C, lo cual ha permitido realizar dos mediciones simultáneamente.

Tabla IV. 13. Termoflujómetros disponibles

Modelo	ALMEMO FQA018CSI	ALMEMO FQA019C
Medidas	120x120x3 mm	250x250x1,5 mm
Material	Silicona	Resina Epoxi
Rango de T ^a	-40°C a 80°C	-40°C a 80°C
Precisión	5% a 23°C	5% a 23°C
T ^a nominal	23°C	23°C

En la figura IV.17 se muestran los dos termoflujómetros citados en la tabla IV.13.



Figura IV. 17. Termoflujómetros disponibles (a) ALMENO FQA018CSI (b) ALMENO FQA019C

El montaje requiere sondas para medir la temperatura, tanto interior como exterior y del propio termoflujómetro que mide el flujo de calor por unidad de superficie, es decir, por metro cuadrado de cerramiento (densidad de flujo de calor) en cada instante de tiempo.

Las sondas utilizadas para medir la temperatura interior y exterior son de la casa TESTO, modelo 175T2, que presenta las siguientes características:

- 2 Canales (interno y externo)
- Norma Directriz UE 2014/30/EU; 2011/65/EU; DIN EN 12830
- Intervalo de medición 10 seg - 24 h
- Temperatura de almacenamiento -35 hasta +55 °C
- Tipo de sondas NTC
- Rango -35 hasta +55 °C interno y -40 hasta +120 °C externo
- Exactitud:
Sonda interna: $\pm 0,5$ °C (-35 hasta +55 °C) ± 1 Dígito
Sonda externa: $\pm 0,3$ °C (-40 hasta +120 °C) ± 1 Dígito
- Resolución 0,1 °C

Para la calibración de estos sensores se ha utilizado un horno de calibración, FLUKE 9103 utilizado como patrón de referencia, que permite fijar valores de temperatura desde -25 °C hasta 140 °C. Inicialmente se calibran las sondas externa y posteriormente, mediante una

caja termostática en la que se colocan los data logger 175T2 que se calibran por comparación con las sondas externas previamente calibradas, las sondas internas.

A continuación, en la figura IV.18 se muestra una disposición del montaje.



Figura IV. 18. Medición de figuras "in situ" con termoflujómetros

IV.3.2.2. Medias experimentales

Se han realizado 16 mediciones, en algunas de ellas se han colocado simultáneamente ambos dispositivos ALMEMO ya que es posible encontrar heterogeneidades en la construcción de los cerramientos opacos y, de esta forma, permite obtener dos grupos simultáneos de valores.

La ubicación de las mediciones, orientación del elemento medido y la información relativa a las mediciones se encuentra en la tabla IV.14. Nótese que las medidas experimentales no se corresponden con las del Aulario Esgueva, se corresponden con la Facultad de Económicas y con la Escuela de Ingenierías Industriales. Esto se debe a que en el proyecto SESACODE se debían analizar varios edificios, de todos ellos se desconocen las propiedades del cerramiento y todos ellos se han construido en la misma ubicación y aproximadamente en los mismos años. Por tanto, a falta de más información, se puede afirmar que la composición de la envolvente será la misma para todos ellos.

Los datos que se obtienen de las mediciones son valores de temperatura interior, temperatura exterior y densidad de flujo de calor, medidos cada 5 minutos. Con los valores de temperatura se obtiene la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior, que, junto con los valores de densidad de flujo de calor, permite obtener, mediante una recta de regresión, la transmitancia térmica del cerramiento estudiado. Este procedimiento se explica más en detalle en el siguiente apartado.

Tabla IV. 14. Medidas experimentales realizadas con el termoflujómetro

Ubicación	Orientación	Inicio	Fin
EII B.39 Cerramiento	Este	23:30 05/10/2020	13:00 09/10/2020
EII B.39 Cerramiento	Este	23:30 05/10/2020	13:00 09/10/2020
ECO Hemeroteca Cerramiento	Norte	15:15 09/10/2020	13:00 13/10/2020
ECO Hemeroteca Cerramiento	Norte	15:15 09/10/2020	13:00 13/10/2020
EII S.16 Ventana	Este	13:15 14/10/2020	13:00 16/10/2020
EII S.16 Ventana	Sur	13:15 14/10/2020	13:00 16/10/2020
EII S.16 Cerramiento Sótano	Este	15:25 16/10/2020	13:00 19/10/2020
EII S.16 Cerramiento Sótano	Sur	15:25 16/10/2020	13:00 19/10/2020
EII S.16 Cerramiento Sótano	Este	13:45 20/10/2020	14:00 21/10/2020
EII S.16 Cerramiento Sótano	Sur	13:45 20/10/2020	14:00 21/10/2020
EII S.16 Cerramiento Semisótano	Este	15:30 21/10/2020	16:00 22/10/2020
EII S.16 Cerramiento Semisótano	Sur	15:30 21/10/2020	16:00 22/10/2020
EII B.39 Cerramiento	Este	18:00 22/10/2020	19:00 23/10/2020
EII B.29 Cerramiento	Norte	18:00 22/10/2020	19:00 23/10/2020
EII B.29 Ventana	Norte	20:00 23/10/2020	12:00 26/10/2020
EII B.39 Ventana	Este	20:00 23/10/2020	12:00 26/10/2020

IV.3.2.3. Resultados de las medidas experimentales

Un ejemplo de los resultados que se obtienen tras hacer un ensayo de termoflujometría se muestra en la figura IV.19. Los resultados obtenidos son la temperatura interior, la temperatura exterior, el salto térmico (se obtiene como diferencia de las dos anteriores) y la densidad de flujo de calor.

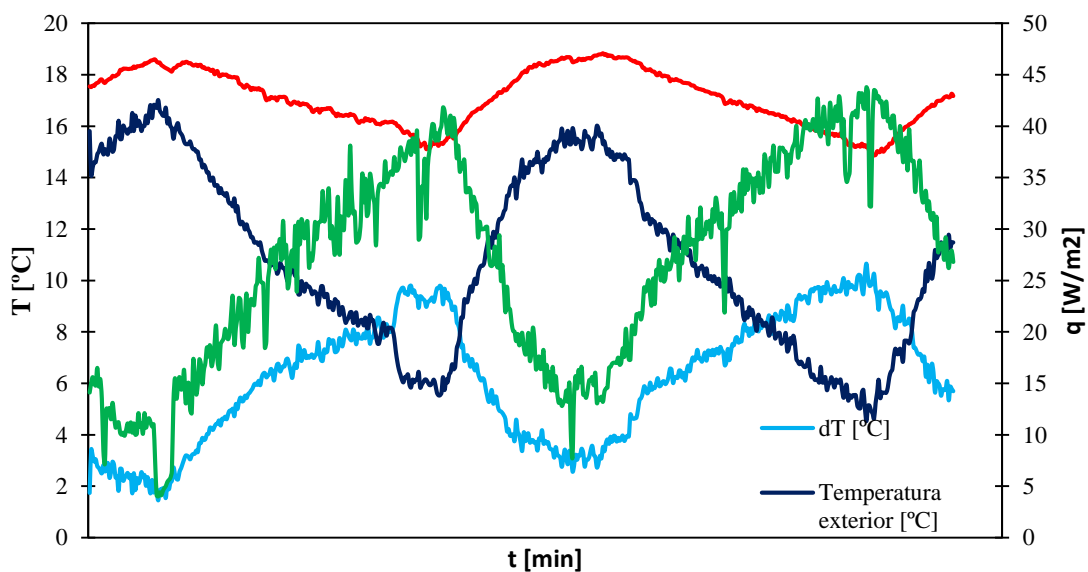


Figura IV. 19. Resultados obtenidos que se obtienen tras medir con el termoflujómetro ALMENO FQA018CSI. Ensayo EII S16 ventana

En la figura IV.19 se puede concluir que el salto térmico a ambos lados del cerramiento y la densidad de flujo de calor tienen la misma tendencia. Es decir, si una evolución aumenta la otra también lo hace y viceversa. Por ello, se comprueba que existe una relación entre ambas variables. Si se representa la densidad de flujo de calor respecto al salto térmico se obtiene la figura IV.20.

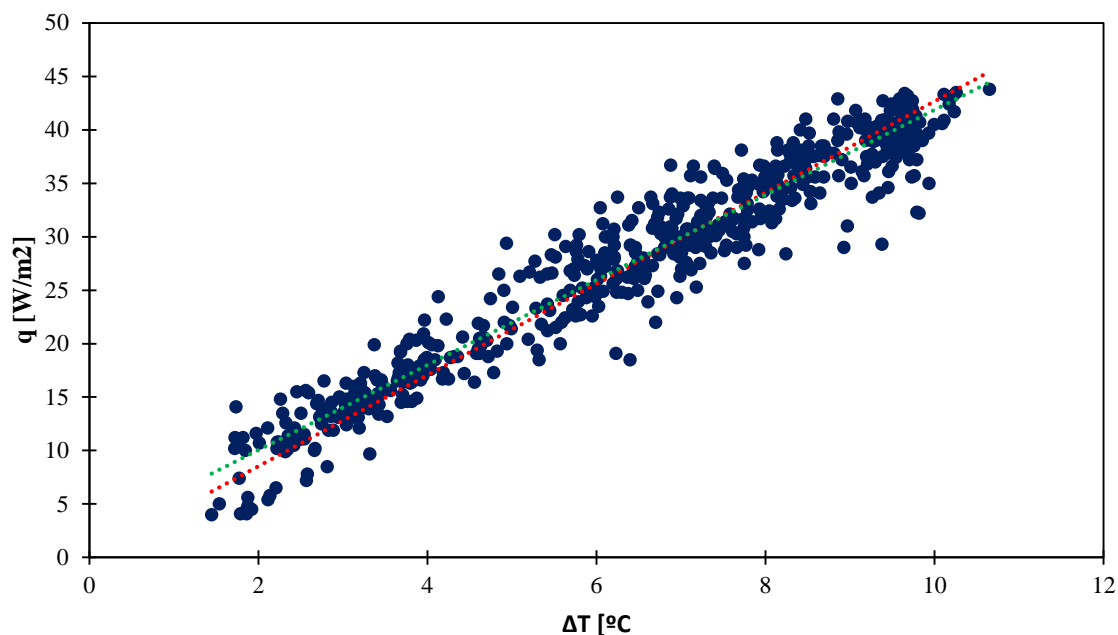


Figura IV. 20. Resultado de medidas experimentales con termoflujómetros, modelo: ALMENO FQA018CSI. Ensayo EII S16 ventana

De la figura IV.20 se puede deducir que existe una relación lineal entre la densidad de flujo de calor y el salto térmico que experimenta el cerramiento.

En la figura IV.20 se muestran dos líneas de tendencia, una de ellas (la roja) se fuerza a pasar por el origen y, por ende, su ecuación no tiene término independiente. Por otro lado, no se fuerza a la verde a pasar por el origen, y por ello, la recta de regresión de la evolución verde tiene un término independiente no nulo. Ambas ecuaciones se muestran a continuación:

$$q = 4,268 \cdot \Delta T \rightarrow (R^2 = 0,9268)$$

$$q = 3,9761 \cdot \Delta T + 2,1031 \rightarrow (R^2 = 0,9325)$$

Si se considera régimen estacionario, se puede aplicar la ecuación (E – IV. 1).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \rightarrow q = \frac{Q}{A} = U \cdot \Delta T \quad (E - IV. 1)$$

Si se comparan las regresiones obtenidas con la ecuación (E – IV. 1) se pueden obtener dos conclusiones. En primer lugar, se puede afirmar que es más correcto comparar la ecuación que no tiene término independiente (aunque el ajuste sea peor) ya que no tiene sentido físico considerar término independiente (es decir, si no existe una diferencia de temperatura a ambos lados del cerramiento, no puede atravesar un flujo de calor el cerramiento). Finalmente, se puede establecer que el valor de la transmitancia térmica del cerramiento es de $U_h = 4,268 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Nótese que los resultados representados hasta el momento se corresponden con las medidas realizadas sobre un acristalamiento. Cabe preguntarse qué particularidades tiene realizar este mismo tipo de estudio sobre un cerramiento que no sea un hueco. Los resultados experimentales de las medidas para un cerramiento exterior se muestran en la figura IV.21.

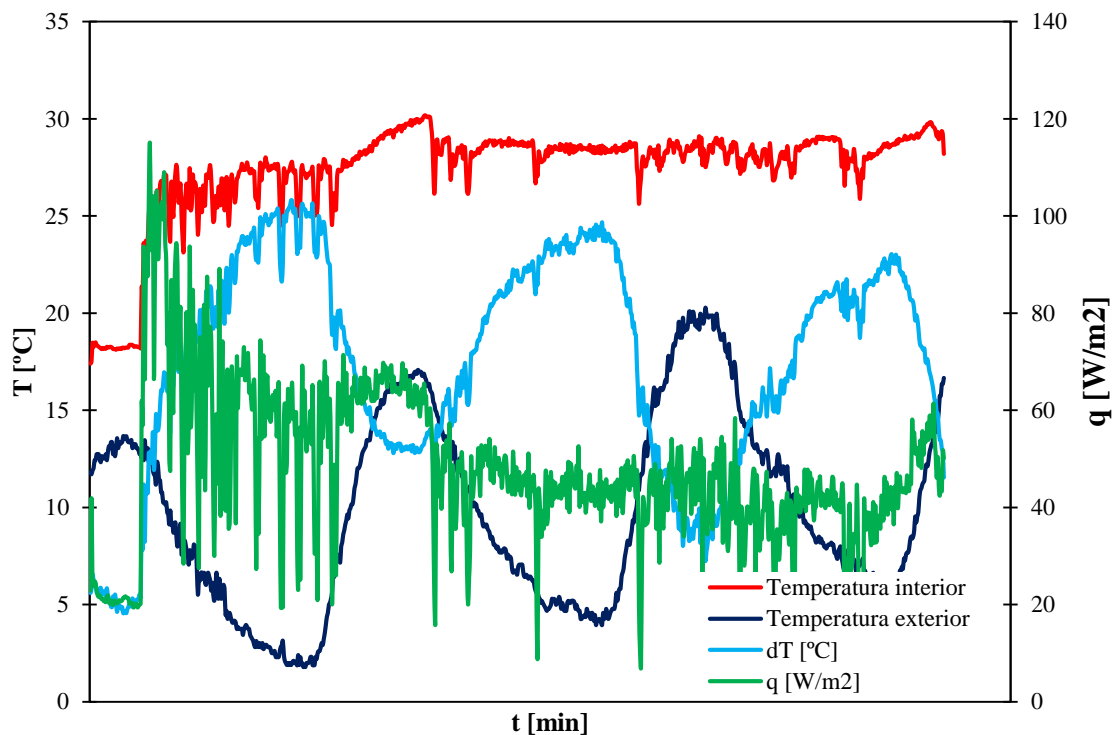


Figura IV. 21. Resultados obtenidos que se obtienen tras medir con el termoflujómetro ALMENO FQA019C. Ensayo EII S16 cerramiento sótano

Se puede observar que la temperatura interior tiende a mantenerse en torno a un valor de consigna, concretamente de 30 °C. Esto es debido a que la estancia se ha mantenido calefactada para hacer las medidas, resultando en un salto térmico con una tendencia senoidal (ver figura IV.21). El objetivo de calefactar la sala es tener un salto térmico a ambos lados del cerramiento lo más elevado posible para tener una mejor calidad de las medidas.

Como se puede apreciar, si la temperatura interior se mantiene constante en la sala el salto térmico lo delimita la temperatura exterior. Si la temperatura exterior es baja, el salto térmico aumenta y viceversa. Estas tendencias son coherentes. Sin embargo, se puede apreciar que cuando el salto térmico aumenta o disminuye, la densidad de flujo de calor no tiene la misma tendencia. La densidad de flujo de calor tiende a estabilizarse en un valor de 40 W/m^2 aproximadamente y es una señal con ruido. Las perturbaciones del ruido se pueden asociar con las perturbaciones de la temperatura interior. En la temperatura interior se pueden tener perturbaciones porque la máquina arranque y pare cuando el valor de temperatura del local se aleje de la consigna, porque alguien abra o cierre la puerta durante la medición y se produzca una renovación de aire que tienda a enfriar el local, etc. Finalmente, que la densidad de flujo de cerramiento no se corresponda con la tendencia del flujo de calor se puede explicar, esencialmente, con la inercia térmica del cerramiento. El cerramiento es capaz de almacenar energía (tanto más cuanto mayor sea su inercia térmica). Esta acumulación de energía puede explicar el desacoplamiento entre la densidad de flujo de calor que atraviesa el cerramiento y la diferencia de temperatura a ambos lados del cerramiento.

Si se representa la densidad de flujo frente al salto térmico con los datos obtenidos en el ensayo de la figura IV.21 no se obtiene una regresión lineal, sino una nube de dispersión y, por tanto, no se puede aplicar el método anterior.

Para poder realizar una regresión se han realizado diversas medidas sobre un mismo cerramiento en condiciones diferentes y se han seleccionado valores de valles y picos del flujo de calor (con el menor ruido posible) y se han representado en la figura IV.22, obteniendo unos resultados que se pueden ajustar a una regresión lineal. La recta de regresión que se ajusta a la dispersión de la figura IV.22 es:

$$q = 0,4473 \cdot \Delta T - 0,0087 \rightarrow (R^2 = 0,9492)$$

El término independiente es lo suficientemente pequeño como para aceptar que la recta pasa por el origen y por tanto compara la regresión con la ecuación (E – IV. 1), obteniendo así

que el valor de la transmitancia global del cerramiento es de $U_c = 0,4473 \text{ W/m}^2\text{K}$. Nótese que la figura IV.22 es el resultado de varias medidas realizadas con ambos termoflujómetros.

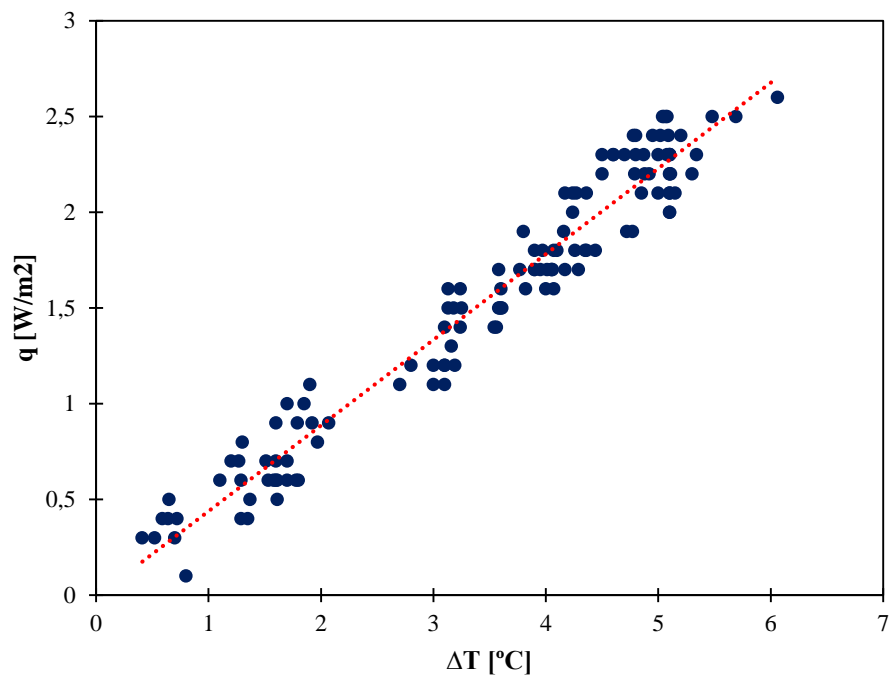


Figura IV. 22. Resultados obtenidos que se obtienen tras medir con el termoflujómetro (ambos). Ensayo EII B39 cerramiento

IV.3.2.4. Limitaciones de las medidas experimentales

Se puede deducir de las medidas experimentales anteriores que, las medidas realizadas mediante termoflujometría, tienen asociadas una serie de incertidumbres que no pueden ser controladas, aunque si minimizadas.

Un efecto que hace que el método propuesto no sea aplicable es, entre otros, la inercia térmica del cerramiento. Al aplicar la ecuación (E – IV.1) se asume que el proceso es estacionario. Sin embargo, la inercia térmica del cerramiento constituye un almacenamiento de energía que hace que en la ecuación deba considerarse un término de acumulación que el método no contempla, estos aspectos se desarrollan más en detalle en el capítulo de “Estado del Arte”.

Existen una serie de buenas prácticas para minimizar el error de las medidas como son:

- Medir en varios puntos, si se está midiendo en un punto conflictivo (en las proximidades de un puente térmico) se puede incurrir en errores de medida y, por ende, resultados que no son representativos de la realidad.
- Tener resultados que caractericen periodos de tiempo elevados.
- Emplear grasa térmica en la zona donde se ubica el termoflojómetro para disminuir la resistencia al intercambio de calor entre el termoflojómetro y el cerramiento.
- Cerrar la estancia y mantenerla calefactada con el fin de mantener la temperatura de la estancia interior estable.
- Procurar medir en condiciones donde la diferencia de temperatura entre las condiciones interior y exterior del cerramiento sea lo más elevada posible.
- Controlar, en medida de lo posible, factores medioambientales. Por ejemplo, ubicar la sonda de temperatura exterior en zonas donde sea improbable que le incida directamente la radiación solar y así evitar incertidumbres adicionales en la medida.
- Utilizar equipos debidamente calibrados.

No obstante, tener incertidumbres cuando se aplica esta metodología, en un gran número de escenarios, es inevitable e incontrolable. Esto hace muy deseable que se consulten otras fuentes para establecer los valores de la transmitancia térmica de cerramiento o, al menos, para tener otra referencia con la que poder contrastar el resultado experimental.

IV.3.3. Otras fuentes. Comparativa

Para disponer de otro valor de transmitancia térmica con el que poder comparar los resultados experimentales se recurren a dos fuentes:

- Al Manual de fundamentos técnicos de calificación energética de edificios existentes, se trata de una guía técnica del IDAE.
- Catálogo de Elementos Constructivos del CTE.

Si se consulta la primera fuente propuesta se pueden encontrar valores orientativos para diferentes tipos de cerramiento en función del año en el que se construye el edificio y de la zona climática donde se ubica el mismo. Algunos tipos de cerramientos que se pueden encontrar son: muros de fachada, muros en contacto con el terreno, cubiertas en contacto con el aire, suelos en contacto con el aire, suelos en contacto con el terreno, etc. En la tabla

IV.15 se muestran valores orientativos. Esta fuente puede resultar útil si se desconoce por completo la composición que puede tener el cerramiento.

Si se conoce, o se puede inferir, la composición del cerramiento se puede emplear como apoyo la segunda fuente, el Catálogo de Elementos Constructivos del CTE.

Tabla IV. 15. Valores de la transmitancia térmica del cerramiento en función del año de construcción del edificio y ubicación (zona térmica)

Banda cronológica	A (anterior 1981)	B (1981-2007)				C (a partir de 2008)				
Zona climática		V y W	X	Y	Z	A	B	C	D	E
U [$W/m^2 \cdot K$]	3	1,8	1,6	1,4	1,4	0,94	0,82	0,73	0,66	0,57
Masa [kg/m^2]	168	200				200				

Partiendo de los datos de la tabla IV.15 y considerando que Valladolid se encuentra en una zona térmica D2 (según el CTE E1), se puede fijar, en primera aproximación, un valor de transmitancia térmica de los cerramientos exteriores de $0,66 (W/m^2 \cdot K)$. Recuérdese que el valor obtenido mediante el análisis experimental es de $0,4473 (W/m^2 \cdot K)$.

IV.4. Cerramientos del modelo

Finalmente, para implementar el modelo en Desing Builder, se ha propuesto una configuración determinada, para cada tipo de cerramiento, apoyada en el Catálogo de Elementos Constructivos del CTE.

A continuación, se muestra la composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del cerramiento exterior (tabla IV.16), del cerramiento interior (tabla IV.17), de la cubierta (tabla IV.18), del forjado entre plantas (tabla IV.19) y finalmente, del forjado sobre el terreno (tabla IV.20).

Nótese que experimentalmente se ha obtenido un valor para la transmitancia térmica del cerramiento de $0,4473 (W/m^2 \cdot K)$ mientras que en el cálculo propuesto en la tabla IV.16 se obtiene un valor de $0,448 (W/m^2 \cdot K)$.

Por tanto, se puede concluir que las soluciones constructivas propuestas en este apartado son adecuadas.

Tabla IV. 16. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del cerramiento exterior

Capa	e [mm]	λ [W/m · K]	c [J/kg · K]	ρ [kg/m ³]	μ [no]	R [m ² · K/W]
Ladrillo macizo LM (1/2 pie)	115	0,991	1000	2170	10	0,116
Cámara de aire sin ventilar	50	0,2725				0,183
Lana mineral (MW)	55	0,031	[no]	[no]	1	1,774
Mortero de cemento	10	1,8	1000	>2000	10	0,006
Tabicón de LH doble	60	0,432	1000	930	10	0,139
Mortero de yeso	10	0,8	1000	<1600	6	0,013
Esesor [m]	0,300					
Resistencia [m ² · K/W]	2,231					
Transmitancia térmica [W/m ² · K]	0,448					

Tabla IV. 17. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del cerramiento interior

Capa	e [mm]	λ [W/m · K]	c [J/kg · K]	ρ [kg/m ³]	μ [no]	R [m ² · K/W]
Enlucido de yeso	15	0,57	1000	1000< ρ <1300	6	0,026
Ladrillo perforado LP (1/2 pie)	115	0,512	1000	900	10	0,225
Enlucido de yeso	15	0,57	1000	1000< ρ <1300	6	0,026
Esesor [m]	0,145					
Resistencia [m ² · K/W]	0,277					
Transmitancia térmica [W/m ² · K]	3,607					

Tabla IV. 18. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica de la cubierta

Capa	e [mm]	λ [W/m · K]	c [J/kg · K]	ρ [kg/m ³]	μ [no]	R [m ² · K/W]
Tela asfáltica	2	0,23	1000	1100	50000	0,009
Lecho de arena y grava	100	2	1050	1450	50	0,050
Mortero de cemento	20	1,8	1000	2100	10	0,011
Tela asfáltica	2	0,23	1000	1100	50000	0,009
Mortero de cemento	20	1,8	1000	2100	10	0,011
Aislante (EPS)	40	0,029	1000	30	20	1,379
Formación de pendientes	100	2	1000	2450	80	0,050
Forjado	350	1,995	1000	1610	10	0,175
Cámara de aire	500	2,7401				0,182
Placa de yeso	20	0,25	1000	825	4	0,080
Esesor [m]	1,154					
Resistencia [m ² · K/W]	1,957					
Transmitancia térmica [W/m ² · K]	0,511					

Tabla IV. 19. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del forjado (entre plantas)

Capa	e [mm]	λ [W/m · K]	c [J/kg · K]	ρ [kg/m ³]	μ [no]	R [m ² · K/W]
Placa de yeso laminado	20	0,25	1000	825	4	0,080
Cámara de aire	500	2,7401				0,182
Forjado reticular	300	1,947	1000	1670	10	0,154
Mortero de cemento	20	1,8	1000	2100	10	0,011
Terrazo	20	1,3	1000	1700	40	0,015
Espesor [m]	0,860					
Resistencia [m ² · K/W]	0,443					
Transmitancia térmica [W/m ² · K]	2,257					

Tabla IV. 20. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del forjado (sobre terreno)

Capa	e [mm]	λ [W/m · K]	c [J/kg · K]	ρ [kg/m ³]	μ [no]	R [m ² · K/W]
Terreno	1	0,52	1840	2000	[-]	0,002
Mortero de regularización	50	1,8	1000	>2000	10	0,028
Losa de hormigón armado	200	2,5	1000	2600	80	0,080
Mortero de cemento	20	1,8	1000	>2000	10	0,011
Lana mineral (MW)	50	0,05	1000	40	1	1,000
Mortero de cemento	20	1,8	1000	>2000	10	0,011
Terrazo	20	1,3	1000	1700	40	0,015
Espesor [m]	0,361					
Resistencia [m ² · K/W]	1,147					
Transmitancia térmica [W/m ² · K]	0,872					

Nótese que en los cálculos de transmitancia térmica que se presentan en las tablas desarrolladas anteriormente no se tiene en cuenta la convección interior ni exterior en el cálculo. Si se considera la convección interior y exterior las transmitancia aumentan ligeramente. En *Design Builder* los valores de convección los incluye por defecto y, por tanto, no es necesario considerarlo en un planteamiento previo del cerramiento.

Finalmente, para los acristalamientos de todas las ventanas se selecciona un acristalamiento de “climalit” (capa de vidrio de 4 mm, capa de aire de 6 mm y capa de vidrio de 4 mm). Las carpinterías son de aluminio. La fracción ocupada por el marco (es decir, la superficie del hueco ocupada por el marco) dependen de cada acristalamiento y toman valores entre el 7 % y el 34 %. Este material tiene una transmitancia térmica de 3,3 (W/m² · K) mientras que en las medidas experimentales se obtuvo un valor de 4,268 W/m²K. Se opta por el valor no experimental para evitar las incertidumbres asociadas a las medidas.

IV.5. El modelo 3D en *Design Builder*

En este apartado se desarrolla la metodología seguida para crear el edificio 3D, es decir, la geometría. Aunque no es obligatorio, es recomendable que primero se generen plantillas de materiales con las soluciones constructivas desarrolladas en el apartado anterior, de tal manera que cuando se genera una geometría (un cerramiento, por ejemplo) y se le asigna una plantilla, unas condiciones de contorno (el concepto de la condición de contorno en cerramientos se desarrolla posteriormente) y el elemento queda completamente definido.

La definición geométrica del edificio consiste en generar, en el programa de simulación, el volumen de aire interior del edificio mediante la definición de la envolvente de cada espacio que está en contacto con el aire exterior, con el terreno o con otros espacios, incluyendo la ubicación de los huecos y elementos semitransparentes de la envolvente térmica.

La información necesaria para la definición geométrica proviene de los archivos de dibujo CAD facilitados por la Unidad Técnica de Arquitectura de la Universidad de Valladolid, así como de las visitas virtuales y físicas a los edificios para completar la información o resolver dudas geométricas y/o espaciales surgidas durante la elaboración de los modelos.

Sin embargo, la geometría que se utiliza en la elaboración de los modelos de simulación energética no se corresponde con la geometría descrita en el proyecto arquitectónico, sino que es una abstracción del mismo para representar las zonas térmicas del edificio.

Una zona térmica es un volumen formado por uno o varios espacios o recintos de un edificio con las mismas condiciones de contorno (soluciones constructivas, adyacencias, orientación, etc.) y condiciones operativas (densidad de carga interna y perfil de uso) por lo que se pueden considerar térmicamente idénticas, siendo atendidas por un mismo subsistema de climatización.

Agrupar las diferentes estancias de un edificio en zonas térmicas permite simplificar el modelo de simulación que redundará en una reducción del tiempo de computación. Esta simplificación se realiza en programas CAD siguiendo unos determinados criterios, que dependen de cómo el programa de simulación entiende que está el límite del volumen de aire interior. Terminada la abstracción, es posible importar en *DesignBuilder* archivos con formato “dxf”.

DesignBuilder, como interfaz gráfica de *EnergyPlus*, trabaja fundamentalmente con paralelepípedos, estando muy limitada la introducción de geometrías curvas. La dinámica de

creación de modelos tridimensionales se basa en la extrusión en el eje Z de un área creada en el plano XY. La geometría poligonal del área de extrusión se puede crear utilizando un archivo dxf como plantilla de dibujo. La altura de extrusión en *DesignBuilder* también está sujeta a ciertos criterios relativos a dónde entiende el programa que se encuentra el límite del volumen de aire interior.

Para crear la geometría en *DesignBuilder* es necesario, considerar dos grupos de criterios. El primero se refiere a la definición en el plano XY de las zonas térmicas y el segundo hace referencia a la altura de extrusión, tal como se muestra en la figura IV.23.

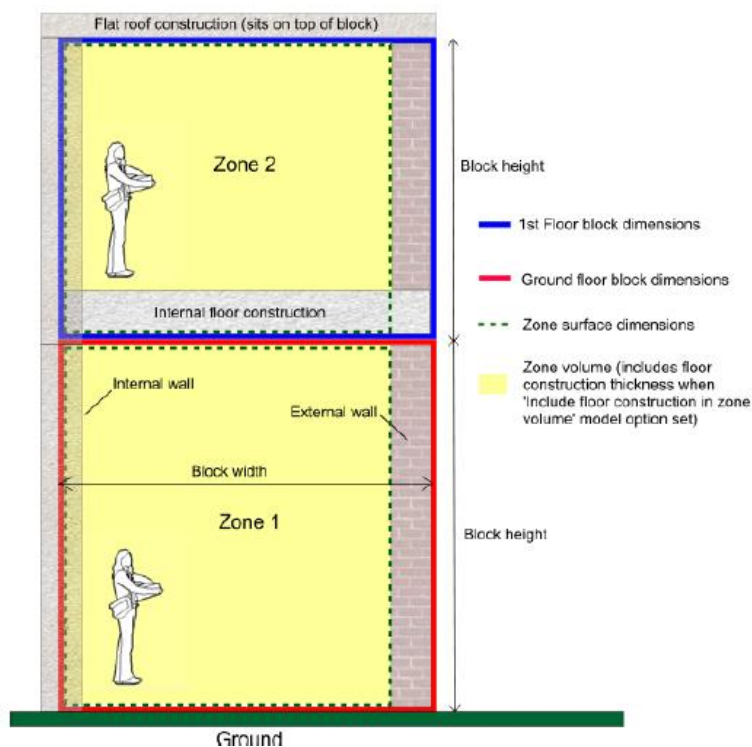


Figura IV. 23. Criterios de Design Builder para la definición geométrica de los modelos de simulación

En el plano horizontal las zonas térmicas vienen delimitadas por líneas cuya ubicación depende de las condiciones de contorno. Si la zona térmica está en contacto con el aire exterior, *DesignBuilder* genera el muro hacia dentro y por tanto la línea delimitadora que se debe generar en el plano “dxf” es la línea exterior. Si la zona térmica está en contacto con otra zona, entonces la línea delimitadora pasará por el punto medio del espesor del cerramiento que las separa. Si la zona térmica está en contacto con el terreno, entonces la línea delimitadora será el límite interior.

En el plano vertical, la posición de la cota inferior y la altura de extrusión del área que define una zona térmica también depende de las condiciones de contorno. Si la zona térmica está en contacto con el terreno, la posición de la cota inferior coincide con el suelo que se pisa, ya que *DesignBuilder* genera el cerramiento hacia fuera. Si la zona térmica tiene otra zona abajo, la posición de la cota coincide con el techo de la zona inferior. De esta forma, en la planta en contacto con el suelo la altura de extrusión coincide con la altura libre y en las demás plantas la altura de extrusión es la altura techo-techo.

Por otro lado, *DesignBuilder* se estructura mediante un sistema de datos jerárquico, de forma que los datos definidos en un nivel superior se “heredan” en los niveles inferiores. Esto es de utilidad a la hora de introducir datos operacionales, junto con el uso de plantillas de datos, reduciendo el tiempo empleado en definir las características de elemento del modelo de simulación.

En este sistema jerárquico, el primer nivel corresponde con el emplazamiento o sitio, el segundo con el edificio, el tercero con el nivel bloque, el cuarto con el nivel zona, el quinto con el nivel superficie y el sexto con el nivel hueco. De esta forma, un emplazamiento puede albergar varios edificios, que se componen de varios bloques, que a su vez están formados por diferentes zonas.

En este sentido, la creación del modelo tridimensional se basa en la definición de los bloques y su división en zonas térmicas. A la hora de definir los bloques se utilizan dos estrategias en función de la variabilidad de la altura de las zonas térmicas, es decir, en función de la complejidad espacial, ya que una vez definido el polígono en el plano XY que define al bloque y extruido en el eje Z mediante la altura que le corresponda, no es posible modificarlo. El bloque constituye el elemento básico de la definición geométrica.

Si en un edificio cada planta tiene una altura constante, la estrategia habitual es crear un bloque por cada planta y luego dividir, mediante la incorporación de particiones, el bloque en diferentes zonas, que son las zonas térmicas. Sin embargo, si el edificio tiene espacios interiores de geometrías tridimensionales complejas, dobles o triples alturas, etc. Lo habitual es crear un bloque por cada espacio con geometría tridimensional compleja, dividirlos interiormente si corresponde, y crear el edificio mediante el solapamiento de bloques.

Además, para poder generar el edificio en 3D, se requiere información de las alturas útiles (es decir, la altura que se puede ocupar) de las diferentes plantas, para ello se debe tener en

consideración la información de la tabla IV.1. Estas alturas determinan la cota que se debe considerar para generar el bloque por extrusión en la coordenada Z cada planta del edificio.

A continuación, se muestran varias figuras donde se muestra el modelo 3D del edificio. En las figuras IV.24, IV.25 y IV.26 se muestran representaciones 3D del edificio con diferentes vistas y perspectivas.

En las figuras IV.27, IV.28, IV.29, IV.30 y IV.31 se muestran representaciones del edificio mostrando e identificando las diferentes tipologías de cerramientos.

Nótese que las figuras IV.29, IV.30 y IV.31 son secciones del edificio. La flecha (brújula) de las imágenes señala el norte, de tal manera que se puede identificar los cerramientos orientados al norte y al sur.

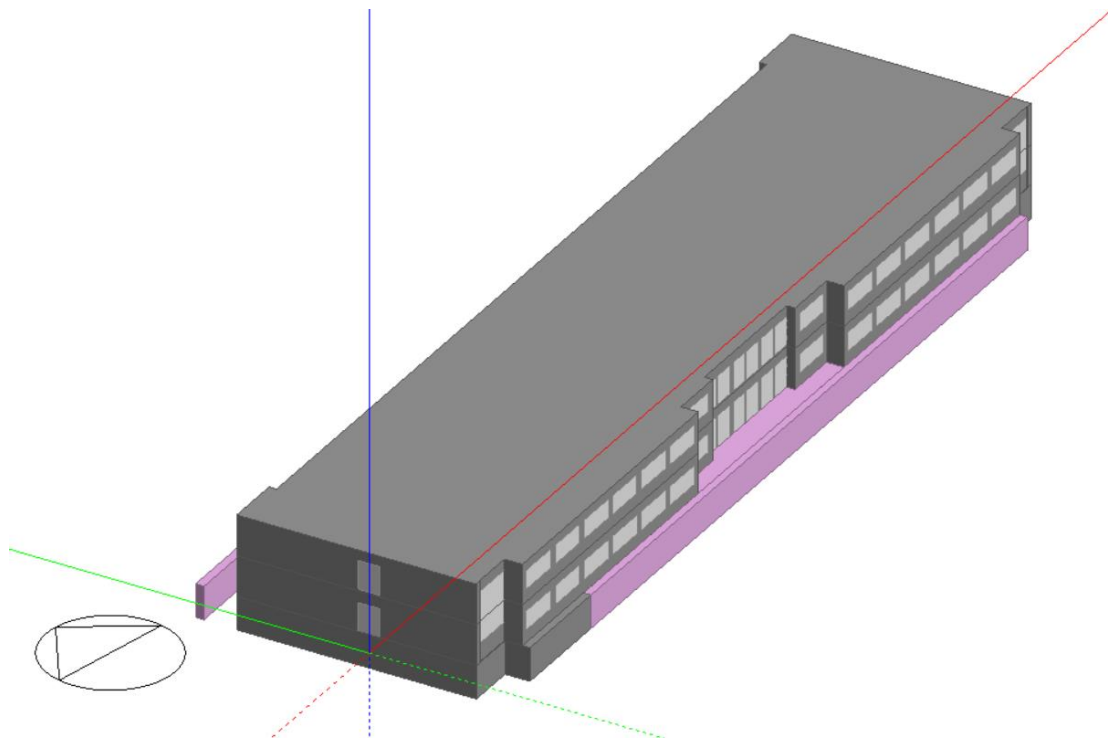


Figura IV. 24. Vista en axonométrico del alzado frontal del edificio

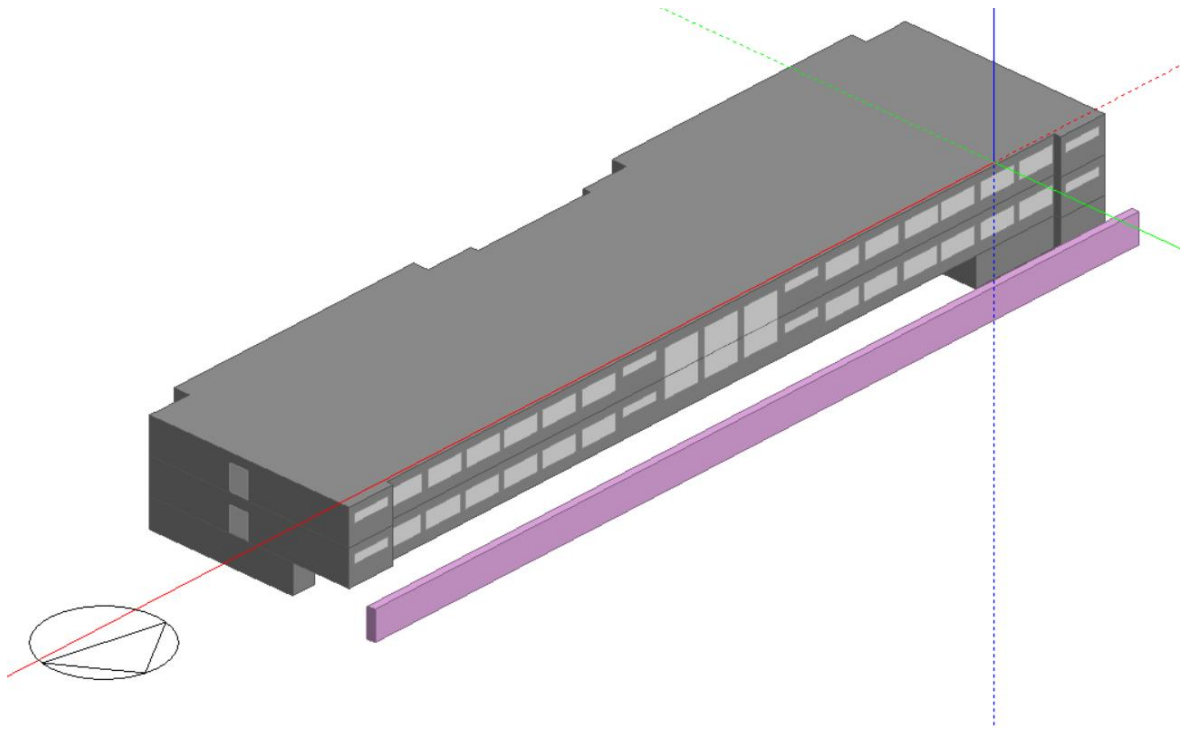


Figura IV. 25. Vista en axonométrico del alzado posterior del edificio

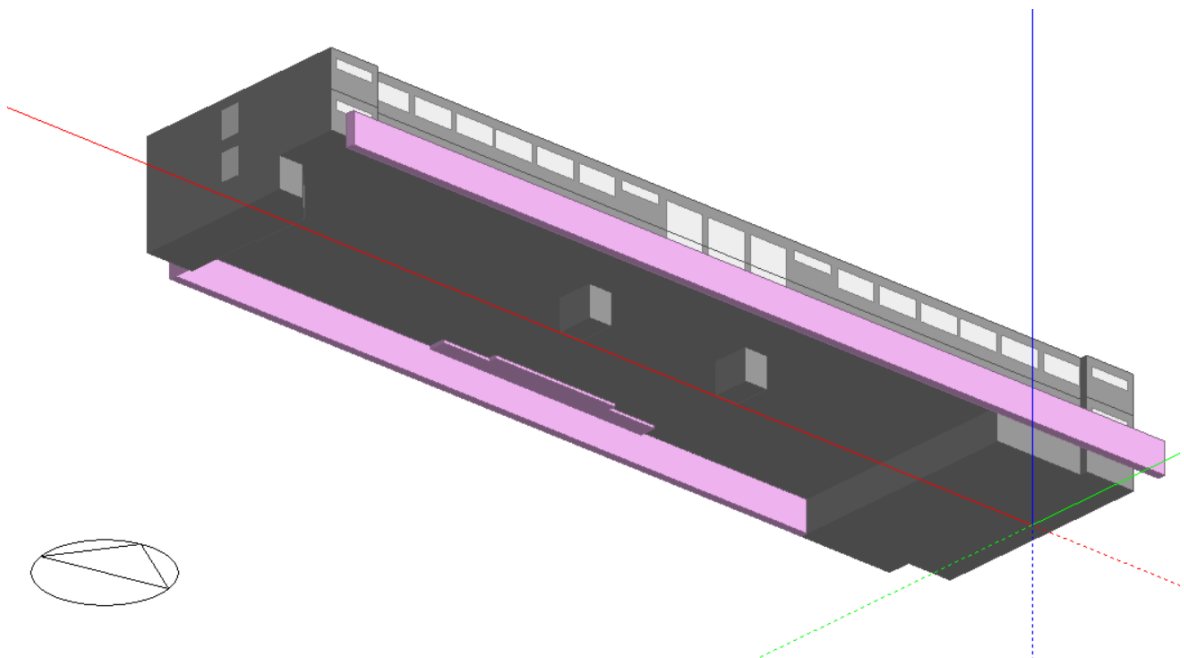


Figura IV. 26. Vista en planta inferior del edificio

- AularioUVa. Forjado sobre terreno
- AularioUVa. Forjado exterior
- AularioUVa. Forjado plantas
- AularioUVa. Cerramiento interior
- AularioUVa. Cerramiento exterior
- AularioUVa. Cubierta
- 4_6_4_Climalit

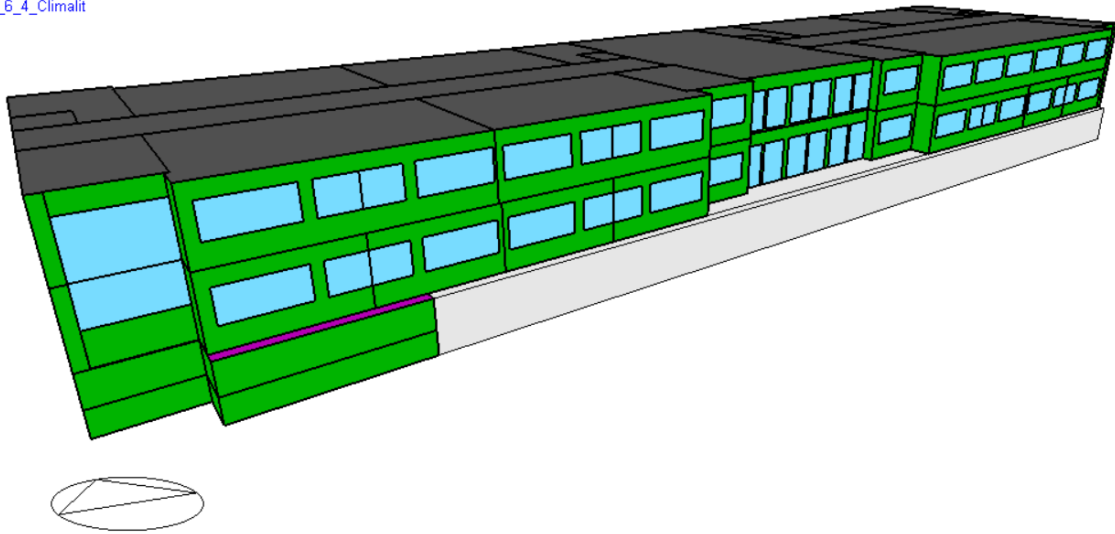


Figura IV. 27. Vista en axonométrico del alzado frontal del edificio (identificando tipología de cerramiento)

- AularioUVa. Forjado sobre terreno
- AularioUVa. Forjado exterior
- AularioUVa. Forjado plantas
- AularioUVa. Cerramiento interior
- AularioUVa. Cerramiento exterior
- AularioUVa. Cubierta
- 4_6_4_Climalit

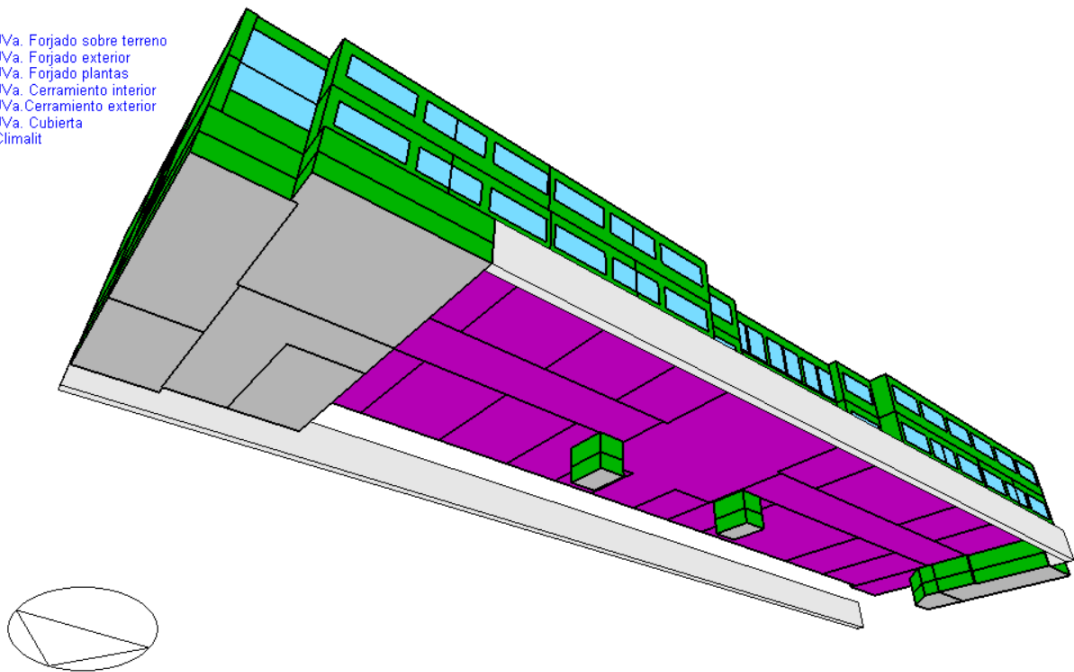


Figura IV. 28. Vista en planta inferior del edificio (identificando tipología de cerramiento)

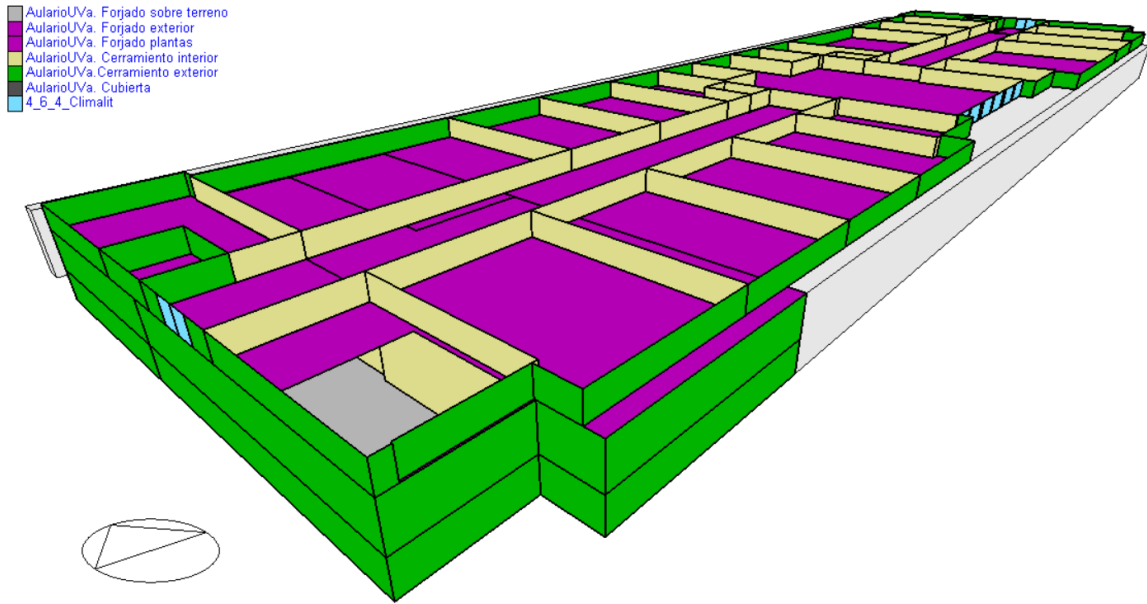


Figura IV. 29. Vista en sección en un plano paralelo a la planta del edificio (identificando tipología de cerramiento)

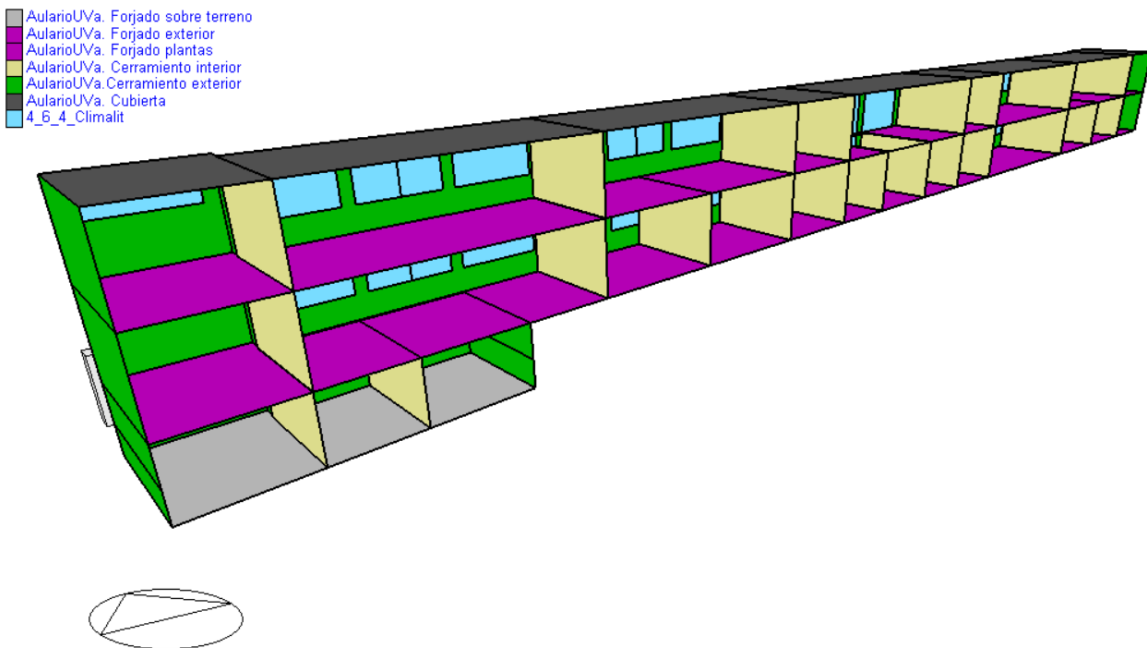


Figura IV. 30. Vista en sección (longitudinal) del edificio (identificando tipología de cerramiento)

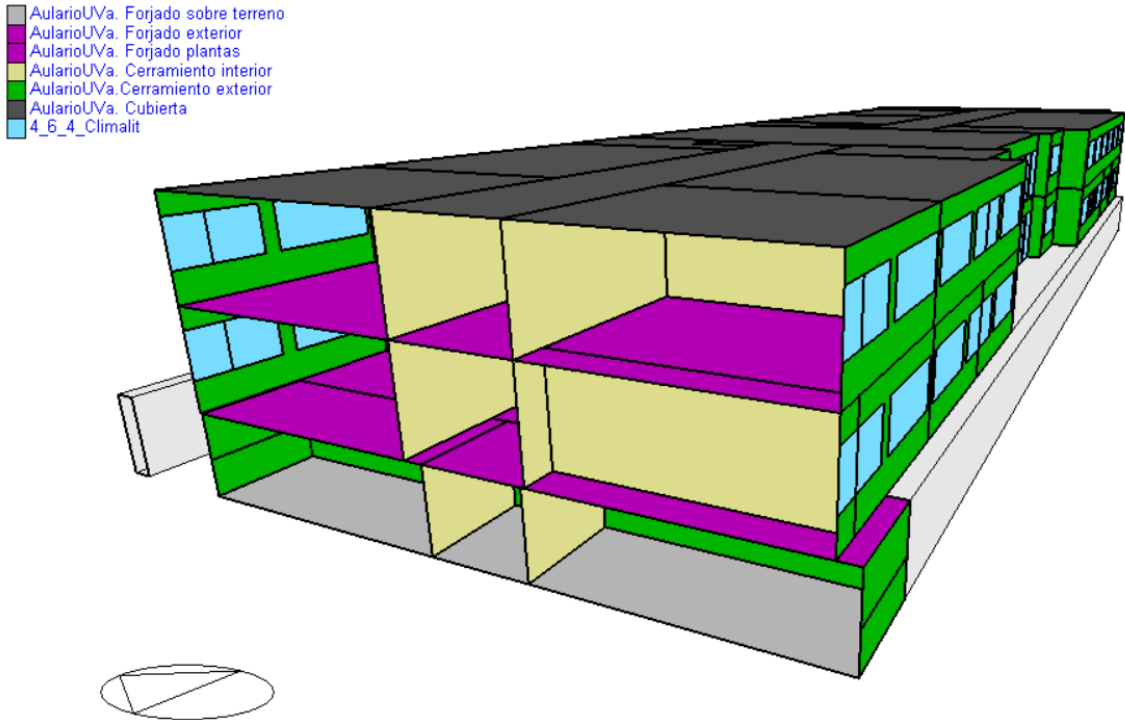


Figura IV. 31. Vista en sección (transversal) del edificio (identificando tipología de cerramiento)

En la Planta Sótano se incorporan mediante elementos de sombra el cerramiento en contacto con el terreno que marca la entrada del aparcamiento, de forma que se considere una cierta protección a la exposición al viento (se corresponde con los cerramientos representados en color rosa en las figuras IV.24, IV.25 y IV.26).

Cabe destacar que las condiciones de contorno de adyacencia son diferentes en los tipos de cerramiento, es decir, si un cerramiento está en contacto con el terreno merece un tratamiento diferente a si está en contacto con el ambiente exterior. Estas consideraciones se deben configurar en el modelo.

Finalmente, en la figura IV.32 y en la figura IV.33 se muestra la zonificación de la planta baja y la planta primera respectivamente.

Debido a la entidad del edificio y del número de espacios que presenta, la zonificación coincide con la división de espacios interiores.

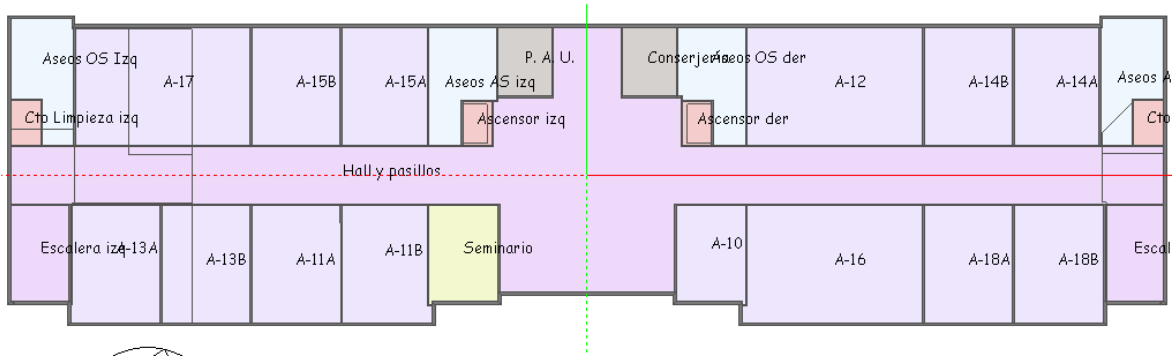


Figura IV. 32. Zonificación de la Planta Baja

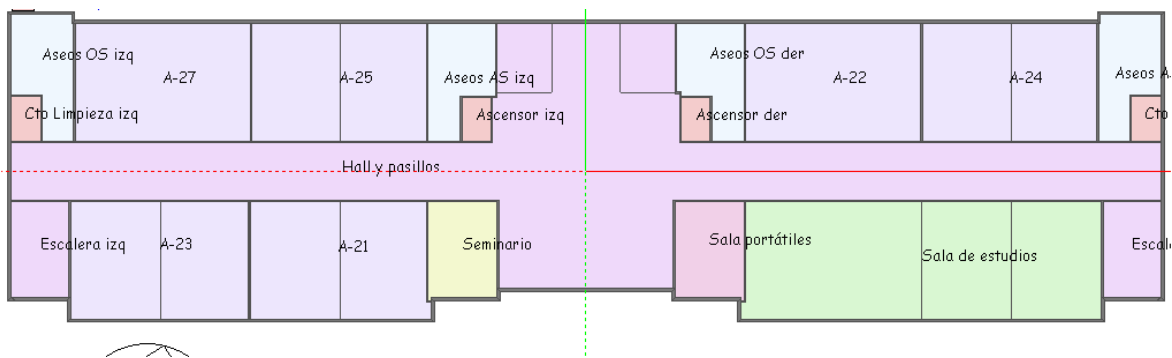


Figura IV. 33. Zonificación de la Planta Primera

IV.6. El proceso de validación

En este contexto, “validar”, consiste en obtener un modelo funcional que represente el comportamiento real del edificio. Validar implica iterar, ya que no se dispone de parte de la información, de los inputs que se requieren para validar el modelo. En esa tesitura, se deben fijar unos parámetros e iterar modificando otros hasta que los outputs del modelo (las cargas, es decir, los consumos esencialmente) coinciden con los medidos en la realidad.

La metodología, el proceso de validación, está íntimamente relacionado con la información de partida. Es decir, el procedimiento para resolver el problema depende de la información de partida. En algunos casos, si se dispone de una información muy exhaustiva de los inputs, no se requiere un proceso de validación entendiéndose como un proceso iterativo. En esos casos simplemente se definen todos los inputs en el modelo y se compara los resultados de la simulación con los valores medidos en la realidad para comprobar que coinciden. Es aceptado habitualmente por la comunidad científica admitir errores de hasta el 10 % entre la simulación y los valores medidos.

Es necesario destacar que la principal aportación de este trabajo es la metodología que se propone para resolver el problema en cuanto al proceso de validación. Esta metodología deriva de la necesidad de validar el modelo de un edificio con una información muy escasa. Nótese, que la parte innovadora es la de emplear la variable de los grados día (una variable muy utilizada para estimar demandas en estacionario, es decir, los kW requeridos por el edificio para compensar un tipo de carga en concreto en un instante en concreto en unas determinadas condiciones) para obtener una recta de comportamiento del edificio. Esta recta de comportamiento relaciona consumos mensuales respecto grados día (mensuales). Con esta recta se puede calcular el consumo que tendría el edificio en cualesquiera condiciones climáticas (incluso unas de las que no se dispongan datos).

Además, este método proporciona una ventaja adicional que estriba en que se realiza una caracterización a largo plazo ya que la recta se obtiene mediante un modelo de regresión donde se emplean meses de tantos años como se dispongan, cada punto de la dispersión es un mes de un año en concreto. Este método caracteriza mejor el comportamiento del edificio que el hipotético caso de que se midan todos los datos necesarios para construir un fichero de año climático ya que ese año puede no ser representativo. Puede ser un año anormalmente cálido o fresco, puede ser un año donde la ocupación del edificio ha sido diferente por cualquier razón, puede ser un año donde un consumo se ha disparado porque una instalación de HVAC ha empezado a funcionar peor y requiere mantenimiento, etc.

Finalmente, cabe destacar que esta metodología es aplicable tanto para consumos de calefacción como de refrigeración (la única diferencia es que en lugar de calcular los grados día de calefacción se calculan los grados día de refrigeración). Por supuesto, la metodología es aplicable independientemente del edificio, del uso, del programa que se pueda emplear en la simulación, etc.

IV.6.1. Información requerida e información disponible

De forma simplificada, en la figura IV.34 se muestra la información requerida para desarrollar el modelo, es decir, se muestran todos los inputs del modelo. En color verde se muestra la información de la que se dispone. En color rojo se muestra la información desconocida.

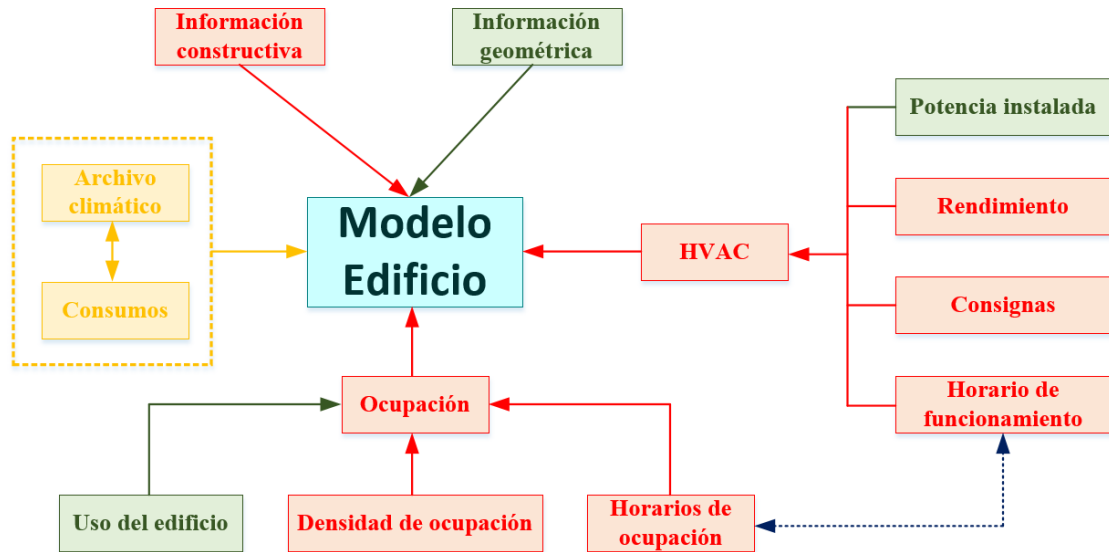


Figura IV. 34. Información necesaria para desarrollar el modelo

En naranja se muestra información, a priori conocida, pero que no puede utilizarse de forma conjunta porque es inconsistente entre sí. Si se dispone de consumos en un año (o varios como este caso) pero no se dispone de información para crear un archivo climático en ninguno de esos años (temperatura seca, humedad, irradiación, velocidad del viento, etc.) implica que no se puede emplear de forma directa ninguno de estos consumos. Esta última consideración hace que sea necesario concebir una metodología novedosa que permita caracterizar el comportamiento del edificio a largo plazo. Esta metodología se desarrolla en el apartado “consumo térmico de referencia”.

IV.6.2. El proceso de validación. Particularidades

Como se ha señalado anteriormente, la información disponible condiciona la metodología empleada en este trabajo. Es necesario tener en cuenta que:

La información constructiva del edificio es desconocida, esto normalmente no es habitual. Esta circunstancia justifica el uso de técnicas experimentales para poder adquirir más información de la envolvente térmica del edificio.

La ocupación es desconocida, no solamente cuántas personas hay en el edificio (lo que se denomina densidad de ocupación, personas/m²) sino cuándo ocupan el edificio (horarios).

El edificio se caracteriza además por tener una ocupación muy irregular, muy diferente de unas semanas a otras, en función de las necesidades docentes, seminarios, disponibilidad de sales de estudio en épocas de exámenes. Por tanto, se puede afirmar que la ocupación en este tipo de edificios es difícil de estimar y muy variable entre unas épocas y otras del año.

Respecto a las instalaciones de HVAC, en primer lugar, hay que señalar que la instalación de calefacción se ha modificado durante el periodo del que se disponen datos sobre consumo.

Los datos de la auditoría se realizan en el año 2007, cuando el aulario tenía las calderas de gasóleo descritas anteriormente. Sin embargo, en la actualidad está conectado a un *district heating*. Esta consideración resultaría irrelevante sin los datos de calefacción disponibles fuesen de los contadores de agua caliente.

Sin embargo, como el consumo disponible es el de gasóleo (el de energía primaria) es necesario considerar los rendimientos de generación de la caldera de gasóleo y del *district heating*. Se desarrolla una metodología para poder estimar cada uno de ellos con la información disponible en este trabajo.

Otras consideraciones que afectan a las instalaciones de HVAC es que no se conocen los rendimientos. Nótese que los rendimientos que se deben introducir en *Design Builder* son rendimientos estacionales. Por ejemplo, para las bombas de calor se dispone del COP en modo refrigeración.

No obstante, ese COP no es un rendimiento estacional sino un rendimiento evaluado en unas condiciones determinadas que ensaya el fabricante. Las consigas también son desconocidas, es decir, qué valor del edificio (en el ambiente interior, temperatura, por ejemplo) se debe alcanzar para que la instalación deba empezar a funcionar.

Finalmente, los horarios de funcionamiento de las instalaciones no se conocen. Sin embargo, estos horarios, en ocasiones, están relacionados con los horarios de ocupación. No obstante, cabe destacar que las instalaciones pueden funcionar cuando el edificio está desocupado. Por ejemplo, si se emplea enfriamiento gratuito, el enfriamiento gratuito puede funcionar a horas de la noche donde el edificio está desocupado.

Por último, es necesario insistir en la necesidad de desarrollar una nueva metodología para poder estimar un consumo de referencia que se corresponda con los datos disponibles en el archivo climático.

IV.6.3. Consumo térmico de referencia

Como se ha señalado anteriormente, se desarrolla una metodología para poder caracterizar el comportamiento del edificio a largo plazo que permita obtener un consumo, en este caso térmico, de referencia en unas condiciones climáticas de las que no se disponen datos de consumo.

En primer lugar, es necesario calcular los grados hora mensuales de calefacción para todos los años de los que se disponen datos de consumo, es decir, desde 2012 hasta 2018.

Este resultado se muestra en la figura IV.35. Para el cálculo de los grados día es necesario establecer una temperatura base, esta temperatura base es arbitraria, pero en este caso se fija el valor de la temperatura de consigna que se considera finalmente para calefacción, es decir, en este caso: 23 °C.

Nótese que en la figura se incluye los grados hora mensuales del archivo climático empleado en *Design Builder*.

Además, en la figura IV.36 se muestran los consumos energéticos mensuales de gasóleo (energía primaria) para esos mismos años.

Cabe destacar que, en febrero del curso 2015-2016 se dispone de un valor atípico, un outlier y, por tanto, este valor se desestima para el estudio posterior.

Si se representan los datos de la figura IV.36 frente a los datos de la figura IV.35 se obtiene una recta de comportamiento del edificio que representa el comportamiento del mismo a largo plazo. Estos resultados se muestran en la figura IV.37.

La ecuación que se obtiene de la regresión de la figura IV.37 viene dada por (E – IV. 2).

$$C[MWh] = 0,0081 \cdot HDD[mensual] - 50,428 \quad (E - IV. 2)$$

La calidad del ajuste de esta recta viene dada por el parámetro:

$$R^2 = 0,9293$$

Cabe destacar que el término independiente de esta recta es no nulo. Nótese que el valor el término independiente no tiene que ser nulo, su valor depende fuertemente de la temperatura de referencia o temperatura base con la que se calculen los HDD.

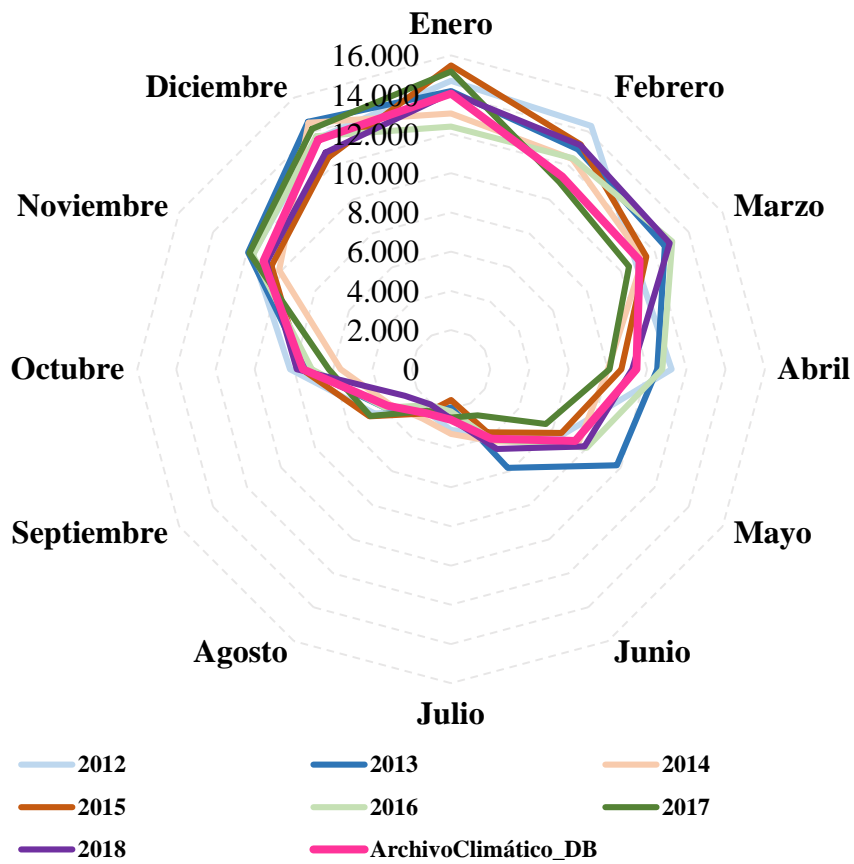


Figura IV. 35. HDD de los años en los que se disponen consumos térmicos de gasóleo y del archivo climático que emplea Design Builder

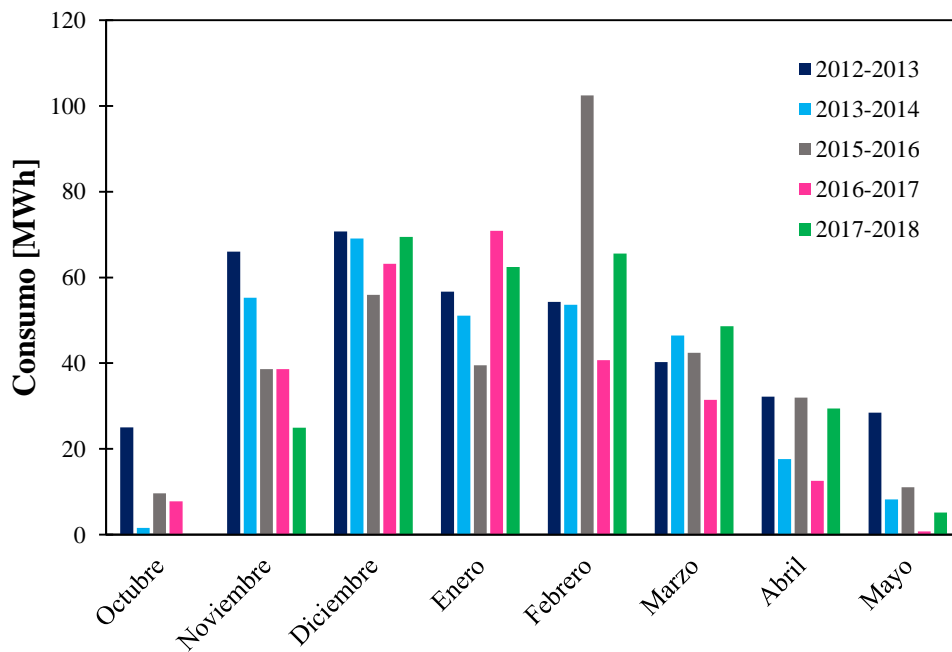


Figura IV. 36. Consumos de energía primaria mensuales para los años 2012-2018

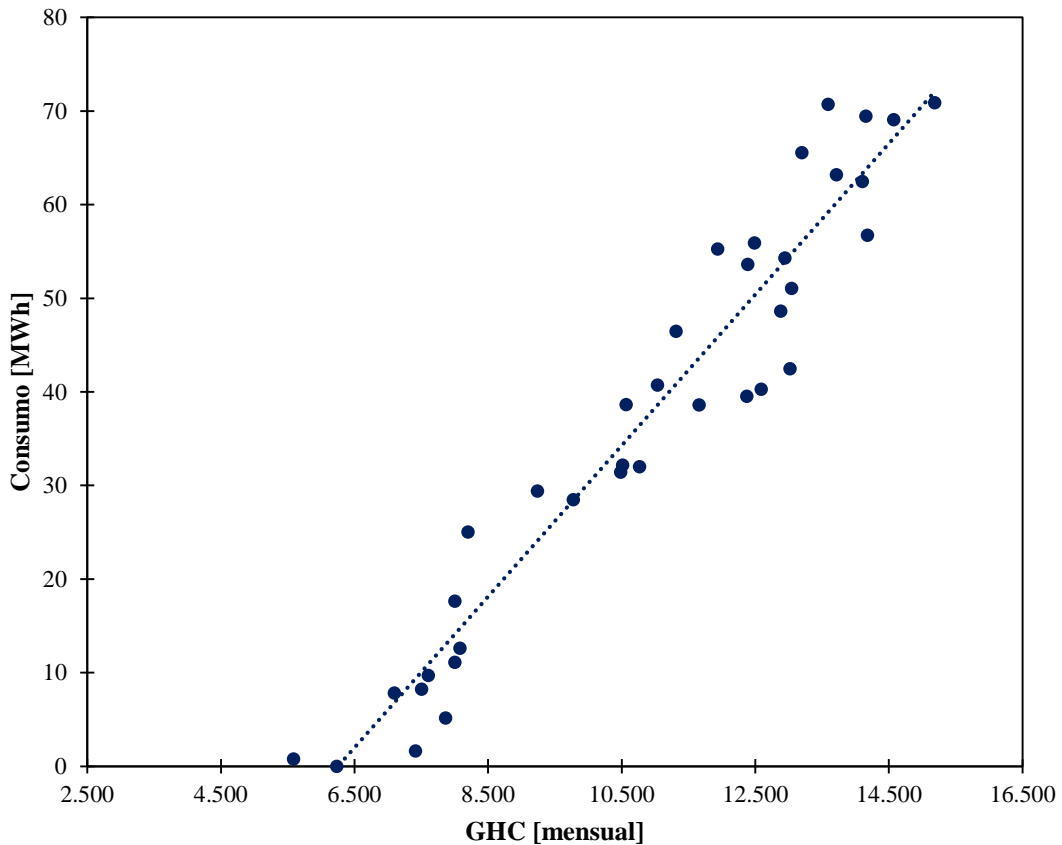


Figura IV. 37. Recta de comportamiento del edificio

Para poder usar este modelo, los HDD siempre se deberán calcular con esa temperatura de referencia.

La pendiente de esta recta no tiene sentido físico, evidentemente está relacionada con la envolvente térmica pero no hay una expresión matemática que la relacione cuando se emplean los HDD para calcular demandas (kW) en unas condiciones muy concretas.

Nótese que la utilidad de este modelo es calcular el consumo que tendría el edificio para un mes con una climatología cualesquiera, aunque no se dispongan de datos medidos para ese mes.

Por tanto, si se entra en la recta de comportamiento del edificio con los grados día del archivo climático se obtiene un consumo de referencia que puede ser empleado en la validación del modelo, este consumo de referencia se muestra en la figura IV.38.

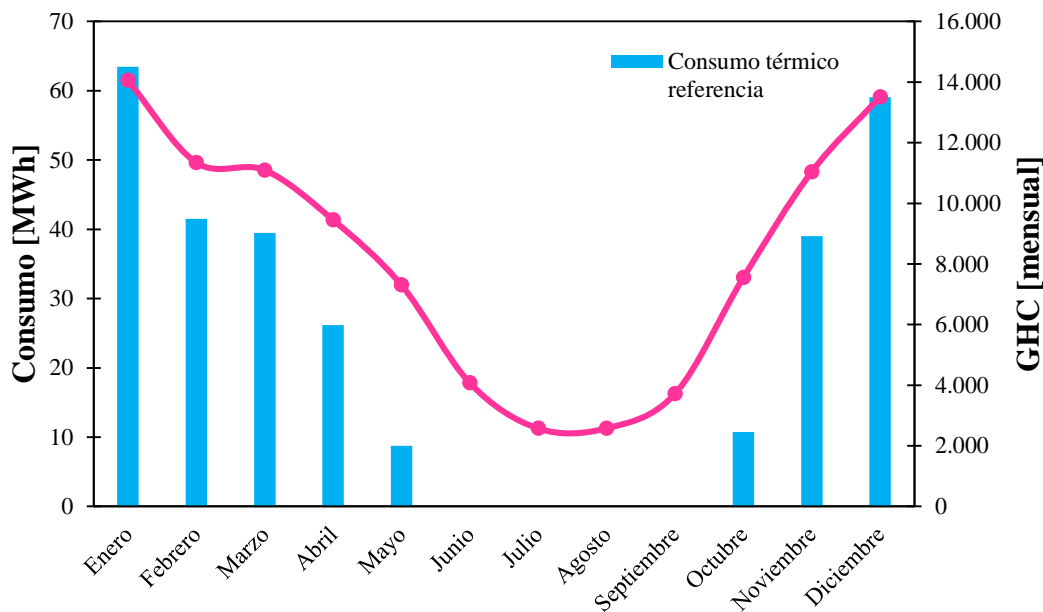


Figura IV. 38. Consumo térmico de referencia compatible con el archivo climático que emplea Design Builder

IV.6.4. Modelo de la caldera de gasóleo

Es posible estimar un rendimiento de la caldera de gasóleo ya que es una tecnología muy conocida y muy empleada o compararlo con fuentes bibliográficas. Sin embargo, en este apartado se desarrolla un modelo basado en reactores de equilibrio para poder determinar el rendimiento de la caldera de gasóleo. Este procedimiento se puede emplear para cualquier equipo térmico.

El modelo se desarrolla mediante el software abierto COCO. En la figura IV.39 se muestra una imagen del modelo.

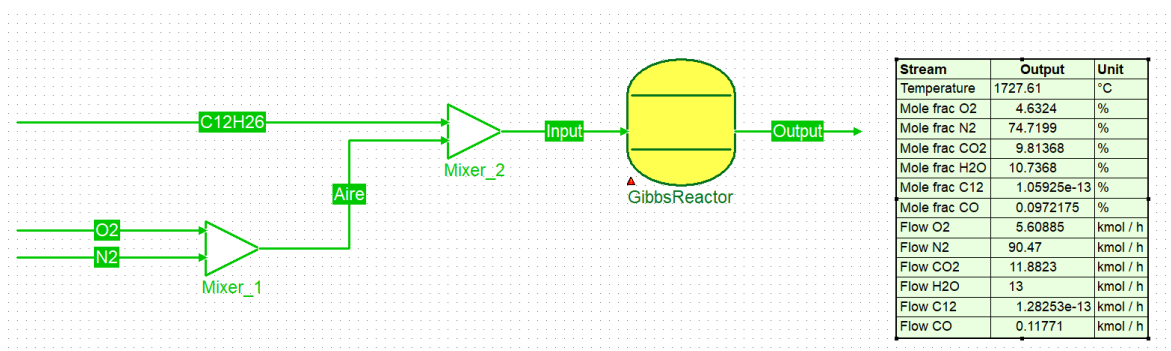


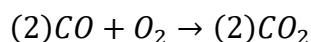
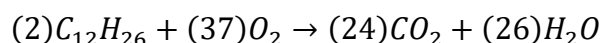
Figura IV. 39. Modelo de un reactor de equilibrio para modelar el quemador de la caldera

Realmente se está simulando el quemador de la caldera, ya que el objetivo es obtener la composición de los humos. La composición de los humos coincide con la composición a la salida de la caldera siempre que no exista condensación del vapor de agua en los humos.

El modelo se resuelve mediante un reactor de Gibbs. Un reactor de Gibbs resuelve el balance de energía al reactor mediante dos tipos de algoritmos: minimizando la energía libre de Gibbs o maximizando la generación de entropía durante el proceso de reacción. Ambos algoritmos proporcionan el mismo resultado, el equilibrio químico, pero se emplea uno u otro en función de si se conoce la temperatura (se impone) o no (se modela el reactor como adiabático).

La utilidad de resolver el reactor con este tipo de algoritmos es que no se fija una determinada conversión y, por tanto, se puede relacionar la composición de la salida de la corriente con la de entrada (es decir) con el índice de exceso de aire. Nótese que la alimentación al reactor está formada por dos corrientes, una de aire y otra de gasóleo. Si se mantiene fija la corriente de gasóleo y se modifica la corriente de aire se puede controlar el índice de exceso de aire que se introduce al quemador.

A partir de esa composición de alimentación conocida, el modelo proporciona la composición de salida y la temperatura. Por tanto, el modelo permite hacer un análisis de combustión virtual. Nótese que es necesario introducir reacciones secundarias para modelar la reacción incompleta, concretamente es necesario caracterizar la concentración de CO, ya que se necesita esta concentración para calcular tanto las pérdidas por inquemados como las pérdidas de calor sensible. Las reacciones consideradas en el modelo son:



En la figura IV.40 se muestra la temperatura adiabática de llama en función del índice de exceso de aire. Este valor no se utiliza para calcular el rendimiento de combustión de la caldera. En la figura IV.41 se muestra la concentración de CO en función del índice de exceso de aire, a medida que aumenta el índice de exceso de aire disminuye la concentración de CO y, por ende, las pérdidas por inquemados. Las pérdidas por inquemados se calculan mediante la ecuación (E – III. 101). En la figura IV.42 se muestran las pérdidas por calor sensible para diferente temperatura de humos a la salida de la caldera. Las pérdidas por calor sensible dependen esencialmente de la temperatura a la que abandonan los humos la caldera

(no el quemador) y, por tanto, depende de la demanda de calefacción y de la temperatura de consigna, es un valor que se encuentra comprendido entre 70 °C y 240 °C habitualmente. Las pérdidas por calor sensible se calculan mediante la ecuación (*E – III. 98*). Finalmente, tras estas consideraciones en la figura IV.43 se calcula el rendimiento de combustión restando al 100 % las pérdidas asociadas a pérdidas por calor sensible e inquemados.

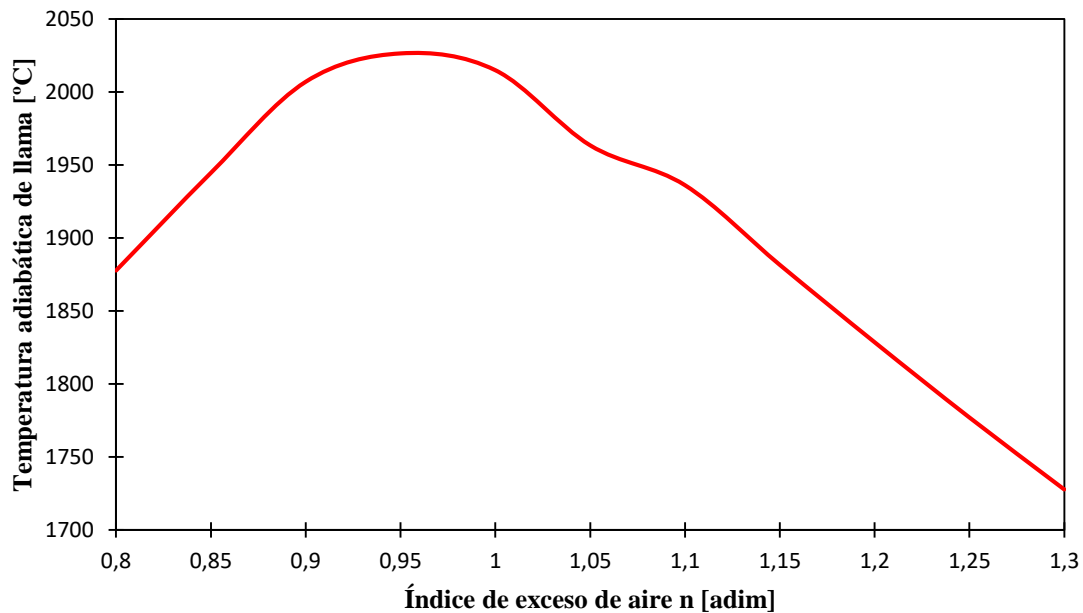


Figura IV. 40. Temperatura adiabática de llama

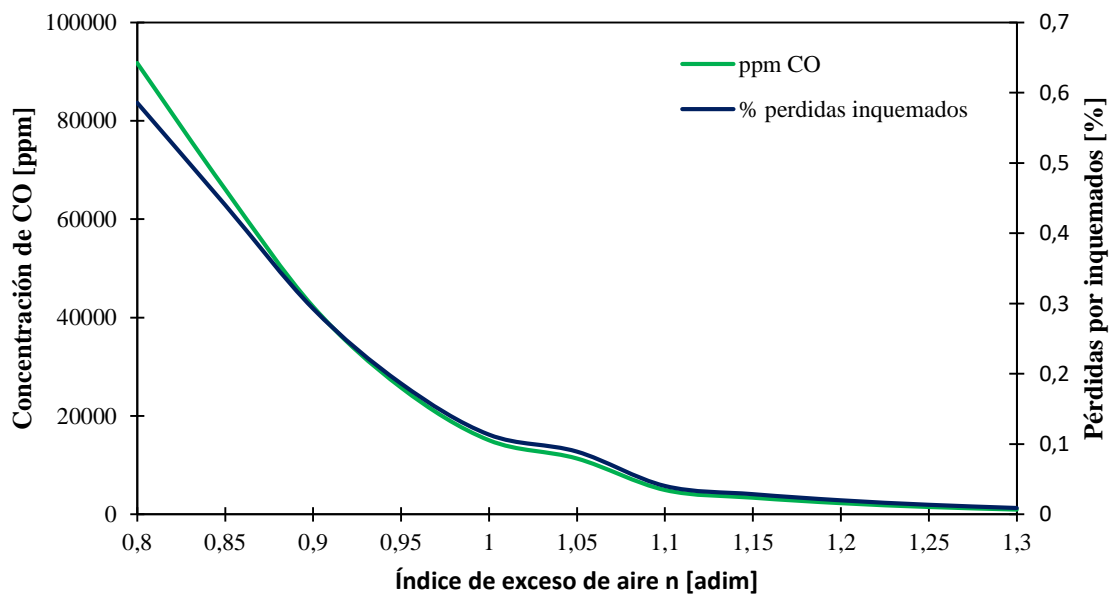


Figura IV. 41. Composición de CO y pérdidas por inquemados

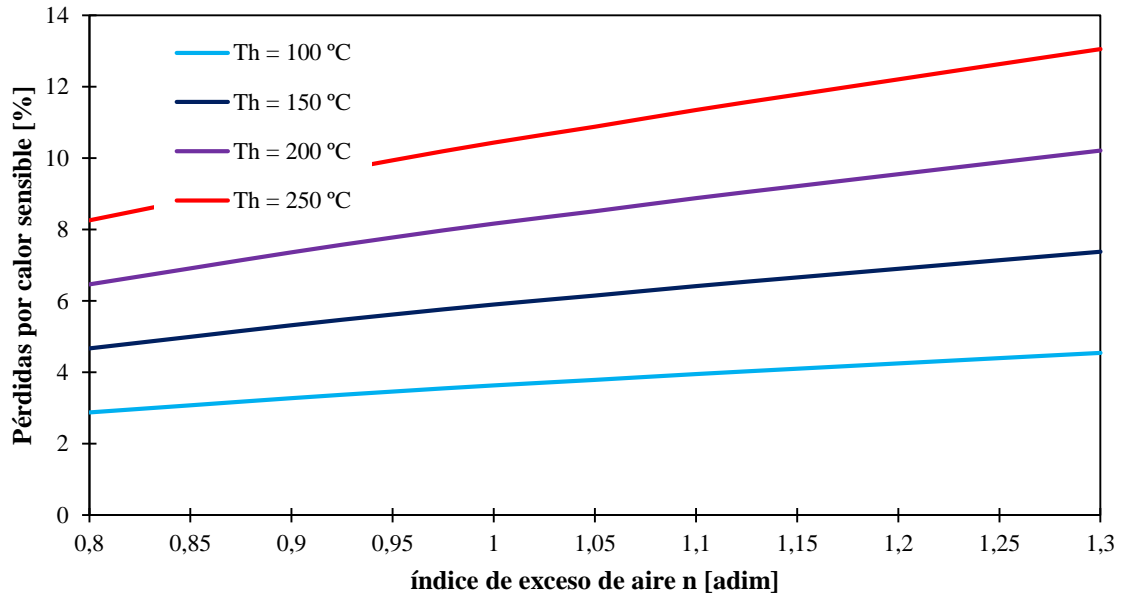


Figura IV. 42. Pérdidas por calor sensible

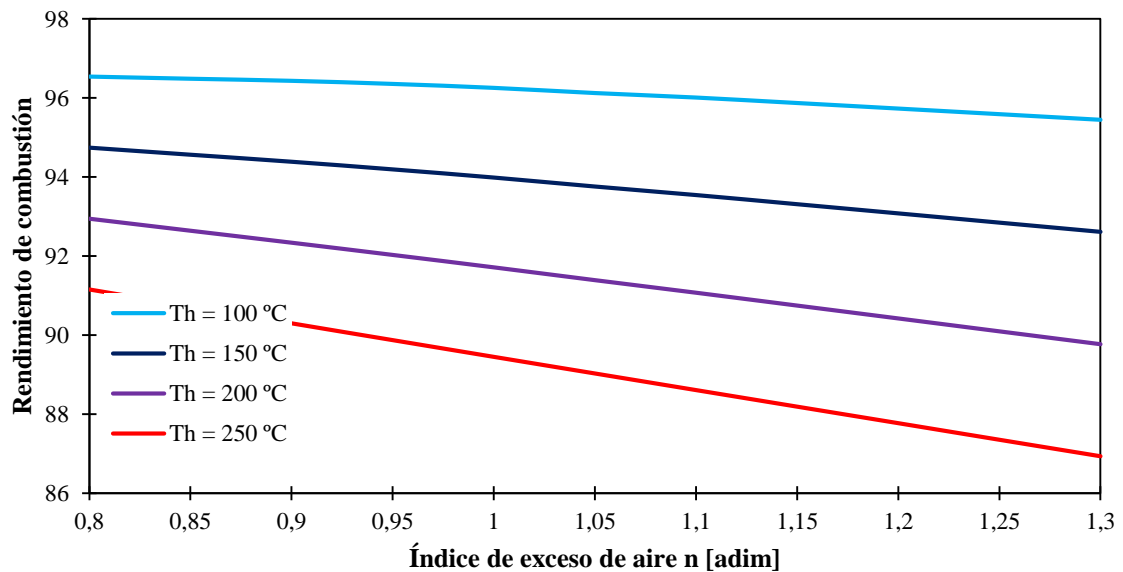


Figura IV. 43. Rendimiento de combustión

Se puede concluir que se tienen rendimientos instantáneos de combustión comprendidos entre un 96 % y un 89 % aproximadamente para índices de exceso de aire razonables (ligeramente superiores a la unidad). A partir de estos valores de rendimiento se calcula el rendimiento estacional mediante la ecuación ($E - III. 102$). Para ello se considera un número de horas de calefacción de 1800 horas y una potencia de generación promedio de 140 kW (estos

valores se obtienen mediante simulaciones de *Design Builder* y sus valores se justificarán en el siguiente capítulo). Con estos valores se obtiene un rango de rendimiento estacional de entre el 91 % y el 84 %. Se selecciona un valor de rendimiento estacional del 90 % finalmente.

IV.6.5. Cálculo del rendimiento de generación del *district heating*

Antes de desarrollar cómo se estiman las pérdidas por distribución se comentan algunas características del *district heating*:

- **La red:** se tienen tuberías DN350, para hacer cálculos hidráulicos en este apartado se ha seleccionado la tubería DN350 del fabricante PREMANT. Las características de la tubería se muestran en la tabla. Siendo: d_i es el diámetro interior de la tubería, $e_{tubería}$ es el espesor de la tubería, d_e es el diámetro exterior de la tubería, $d_{e,aislante}$ es el diámetro exterior del aislante, $e_{aislante}$ es el espesor del aislante, ε es la rugosidad del material de la tubería y ε/d_i es lo que se denomina rugosidad relativa. El aislante es de poliuretano de conductividad térmica de $0,026 W/m \cdot K$. La red posee 11.300 m de longitud.

Tabla IV. 21. Parámetros de las tuberías de distribución del *district heating*

Fabricante	PREMANT	
d_i	355,6	[mm]
$e_{tubería}$	5,6	[mm]
d_e	366,8	[mm]
$d_{e,aislante}$	560	[mm]
$e_{aislante}$	96,6	[mm]
ε	0,045	[mm]
ε/d_i	1,27E-04	[adim]

- **La inercia:** se disponen de dos depósitos de 40.000 L cada uno, es decir, $80 m^3$. Sin embargo, en la propia red existen $1.123 m^3$. Por tanto, se puede afirmar que la inercia está en la propia red ya que los depósitos suponen un 7 % aproximadamente de todo el volumen de agua a calentar.
- **Calderas:** se dispone de un total de cuatro calderas, tres de 4,7 MW u una de 5 MW. Es decir, se tiene una potencia instalada de 19,1 MW. El rendimiento mínimo de estas calderas es del 86 %. En este apartado no se considera el concepto de un rendimiento estacional ya que se parte de un rendimiento mínimo de generación en

función de ver cómo opera la caldera en diferentes situaciones y a diferentes grados de carga. Sobre ese rendimiento se descontarán las pérdidas asociadas a la distribución.

- **Dimensionado del silo y combustible:** se dispone de un silo de 1.800 m³ que permite almacenar 540 toneladas de astilla. El consumo anual estimado de astilla es de 7886 ton/año. La biomasa posee una granulometría con cierta variabilidad (G50-G100) y un poder calorífico inferior de 18,7 MJ/kg.

Además, es necesario considerar que las condiciones de diseño para el agua son de 90 °C en la impulsión y 65 °C en el retorno.

Las pérdidas por distribución dependen del caudal de agua que se está transportando por la tubería. A partir del consumo de biomasa, del rendimiento de generación y salto térmico del agua se puede calcular un caudal (gasto) de agua que se transporta por la red de suministro:

$$\dot{m}_{agua} = 185,68 \text{ kg/s}$$

Nótese que este caudal de agua depende del consumo de biomasa, pero para calcular el consumo de biomasa es necesario conocer las horas de calefacción anuales. Se consideran las 1800 h como valor de referencia. Nótese, que el gasto de agua depende lo buena que sea la estimación de las horas de calefacción. Para justificar el valor de las horas de calefacción se plantean dos comprobaciones. La primera, el calor que adquiere ese gasto de agua debería ser similar a la potencia instalada. Si se calcula dicha potencia considerando el gasto de agua y el salto térmico se tienen 19,57 MW mientras que la potencia instalada es de 19,1 MW. Con este resultado se puede afirmar que las horas de calefacción y, por ende, el caudal de agua estimado, son correctos. Las diferencias se deben a que no siempre se bombea el mismo caudal, no siempre el agua adquiere el mismo salto térmico en las calderas, etc.

Para conseguir mayor solidez en el planteamiento, se propone otra comprobación basada en un cálculo hidráulico. Lo que se pretende es utilizar la información disponible de la red para calcular un caudal de agua límite basado en unos criterios de diseño de pérdida de carga y asegurar que el anteriormente calculado es menor. Este planteamiento aporta solidez al método por dos motivos: se utiliza información real de la instalación, es una justificación que no depende de las horas de calefacción. Finalmente, los criterios a considerar para el cálculo hidráulico es que la velocidad del fluido debe estar comprendida entre 1 m/s y 3 m/s y, además, la pérdida de carga máxima admisible es de 5 bar/km.

Para calcular las pérdidas de carga se emplea la ecuación de Chen [70]. Esta ecuación viene dada por:

$$f' = \left[-2 \cdot \log \left(\frac{\left(\frac{\varepsilon}{d} \right)}{3,7065} - Y \right) \right]^{-2}$$

$$Y = \frac{5,0452}{Re} \cdot \log \left[\frac{\left(\frac{\varepsilon}{d} \right)^{1,1098}}{2,8257} + Z \right] \quad (E - IV.3)$$

$$Z = 5,5806 \cdot Re^{-0,8981}$$

Donde f' es el factor de fricción. El factor de fricción depende de la rugosidad relativa y del Reynolds esencialmente. Los rangos de aplicación de esta ecuación son:

$$4 \cdot 10^3 < Re < 1 \cdot 10^8$$

$$1 \cdot 10^{-6} < \frac{\varepsilon}{d} < 0.05$$

Finalmente para calcular las pérdidas de carga se aplica la ecuación de Darcy – Weisbach, ecuación (E – IV.4).

$$\frac{\Delta p}{L} = f' \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (E - IV.4)$$

Donde:

- $\frac{\Delta p}{L}$: pérdida de carga por unidad de longitud, [m. c. a/m].
- f' : factor de fricción, [adim].
- d : diámetro interior de la tubería, [m].
- v : velocidad del fluido en la tubería, [m/s].
- g : aceleración de la gravedad, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Con estas consideraciones y la información disponible de la red del *district heating* se calcula una curva de pérdidas de la instalación. En esa curva, figura IV.44, se puede determinar el caudal máximo admisible desde un punto de vista del diseño de la instalación. El caudal límite obtenido es de 0,53 m/s, es decir, 515,24 kg/s. Se trata de un caudal mayor al de 185,68 kg/s calculado mediante el balance térmico. Además, el caudal calculado con el balance

térmico se corresponde con una velocidad del fluido en la tubería de 1,92 m/s que también se encuentra dentro de los criterios de diseño hidráulico seleccionados. Por tanto, se puede considerar que el valor de horas de funcionamiento de calefacción y de gasto de agua son correctos.

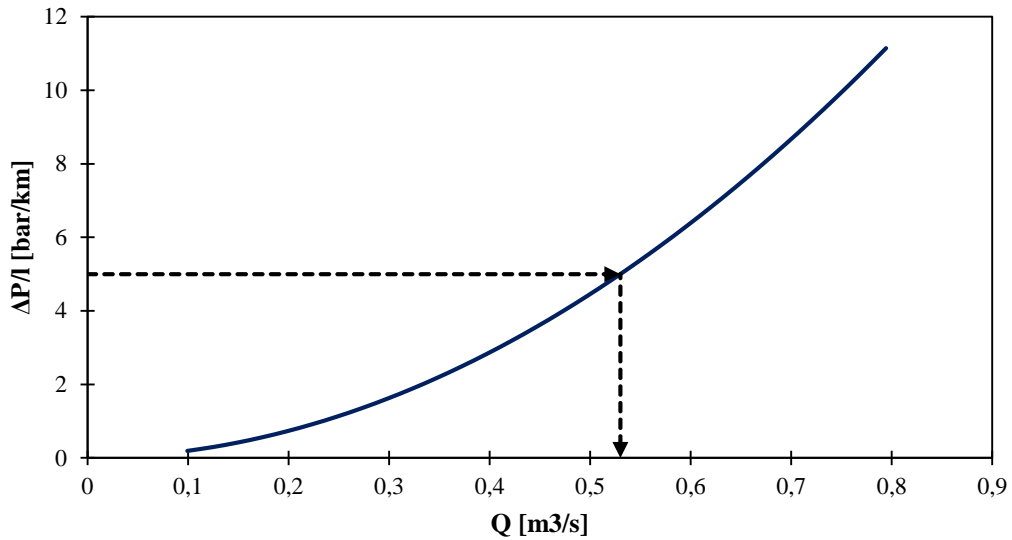


Figura IV. 44. Caudal de agua máximo admisible calculado por criterios hidráulicos

Una vez que se ha determinado el caudal de agua se calcula las pérdidas por distribución, para ello, se considera la figura IV.45.

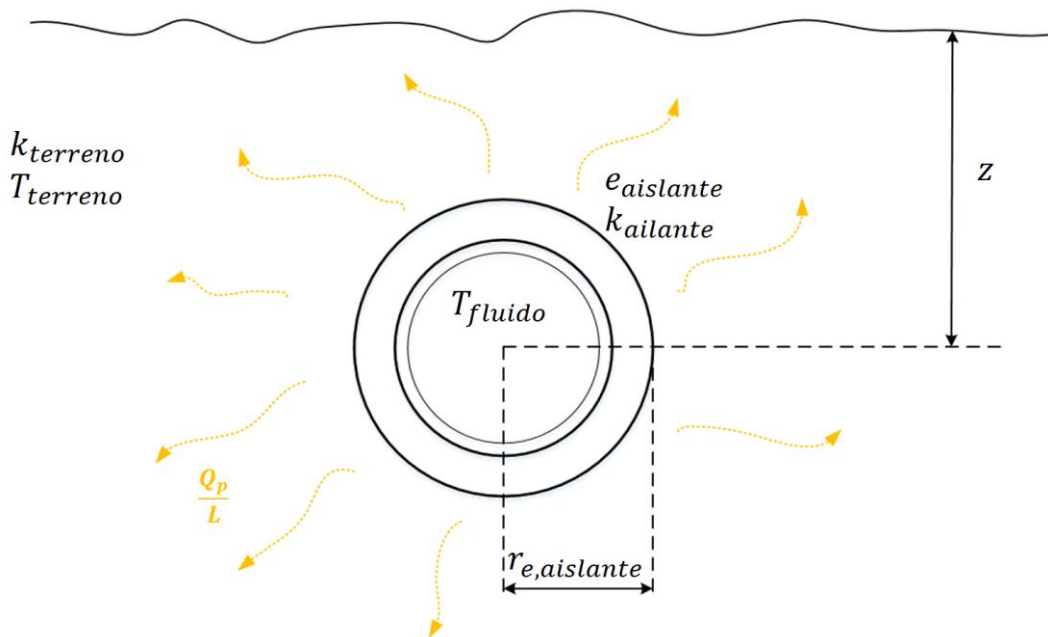


Figura IV. 45. Problemática para el cálculo de las pérdidas por distribución

El fluido en la tubería experimenta pérdidas de calor porque se encuentra a mayor temperatura en el interior de la tubería que en el exterior. Nótese que el entorno para la tubería es el terreno por estar enterrada, no el ambiente. La influencia del ambiente sobre el terreno es que la temperatura del terreno a bajas profundidades está muy influenciada por el ambiente. En este cálculo se considerará una temperatura del terreno de 10 °C.

Se resuelven todas las etapas de la transmisión de calor: convección forzada en el interior de la tubería (esta contribución depende del caudal de agua que circula por la tubería), conducción en la tubería, conducción en el aislante y conducción en el terreno.

Para calcular el coeficiente de película asociado a la convección forzada interior se emplea la ecuación de Dittus - Boelter, ecuación (E – IV. 5).

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{(4/5)} \cdot Pr^{0,3} \quad (E - IV. 5)$$

La resistencia a la transmisión de calor en ($m \cdot k/W$) por conducción tanto en la tubería como en el aislante viene dada por la ecuación (E – IV. 6). La conductividad térmica del acero de la tubería se considera de 16 $W/m \cdot K$.

$$R_c = \frac{\ln \frac{d_{ext}}{d_{int}}}{2\pi \cdot k} \quad (E - IV. 6)$$

La conducción en el terreno se calcula mediante un factor de forma que depende de la relación entre la longitud de la tubería y el radio exterior de la tubería. Como se verifica que la longitud de la tubería es varios órdenes de magnitud superior al radio exterior de la tubería, el factor de forma por unidad de longitud viene dado por la ecuación (E – IV. 7). Se ha considerado una profundidad en el terreno, z , de 0,8 m.

$$\frac{S}{L} = \frac{2\pi}{\cosh^{-1} \left(\frac{z}{r_{e,aislante}} \right)} \quad (E - IV. 7)$$

Finalmente la resistencia a la transmisión de calor en ($m \cdot k/W$) por conducción en el terreno viene dada por la ecuación (E – IV. 8). La conductividad del terreno se considera de valor 1,2 $W/m \cdot K$.

$$R_{c,terreno} = \frac{1}{\left(\frac{S}{L} \right) \cdot k_{terreno}} \quad (E - IV. 8)$$

Los valores de las resistencias calculadas se recogen en la tabla IV.22.

Tabla IV. 22. Resistencias a la transmisión de calor en la distribución del district heating

Resistencia	Valor [$m \cdot k/W$]	Contribución
Convección interior	0,0001	0,00%
Conducción tubería	0,0003	0,01%
Conducción aislante	2,5901	69,09%
Conducción terreno	1,1585	30,90%
Total	3,7490	

Se puede concluir que la resistencia a la convección interior y a la conducción de la tubería son despreciables. Esto significa que el problema se podría resolver sin calcular el caudal de agua. La ventaja principal del cálculo del caudal de agua es que deriva de las horas de calefacción y permite dar solidez al modelo.

Se obtiene una resistencia total de $3,749 m \cdot K/W$ que se corresponde con un coeficiente de transmisión de calor global de $0,267 W/m \cdot K$. Si se considera que la temperatura del fluido es una temperatura media entre la de impulsión y la de retorno se obtienen unas pérdidas en la distribución de $18,005 W/m$. Estos valores están en línea con resultados de trabajos de otros autores [71].

Considerando los kilómetros de red las pérdidas ascienden a 203 kW, lo que suponen un 1,04 % de la energía útil generada. Se pueden afirmar dos conclusiones:

- Las pérdidas por distribución son del orden de toda la demanda térmica del aulario.
- Las pérdidas son cuasi despreciables comparadas con la generación.

Se descuenta este 1 % asociado a la distribución al rendimiento mínimo de las calderas obteniendo un 85 % como rendimiento de generación del *district heating*. Nótese que no se considera la contribución de la energía necesaria en las bombas porque la energía que consumen las bombas no proviene de la biomasa, entra en una categoría que computa *Design Builder* de forma independiente (equipos auxiliares) y, por tanto, no sería correcto considerarlo.

IV.6.6. El proceso de iteración

El proceso de validación tiene varios pasos. En primer lugar, es necesario disponer del modelo 3D del edificio. Para generar este modelo se sigue la metodología desarrollada anteriormente.

Como los consumos de los que se dispone son de gasóleo es necesario estimar el rendimiento de generación. Este rendimiento se calcula en apartados anteriores.

Para validar se requiere de un consumo de referencia que sirve para “cerrar” el proceso e iteración, considerando como error máximo aceptable el 10 %.

El rendimiento de generación del *district heating* no se utiliza para el proceso de validación, pero determinará el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ en simulaciones posteriores. Por esta razón se desarrolla un modelo para calcularlo.

Para hacer una iteración es necesario fijar información de algunas variables desconocidas de la figura IV.34 para que el proceso de iteración sea factible. Para ello se fija la ocupación del edificio, la información constructiva (con las medidas y cálculos desarrollados anteriormente) y rendimientos de equipos. Para la iluminación se consideran fluorescentes convencionales, incluidos en la base de datos de que tiene *Design Builder*.

La ocupación del edificio se fija según criterios de evacuación de incendios que se muestran en el Código Técnico de Edificación (CTE DDSI).

Para las bombas de calor se considera un rendimiento que no es un valor de rendimiento estacional. No obstante, se considera válido porque el consumo de electricidad asociado a refrigeración será, para cualquier mes del año, siempre inferior al 10 % del consumo de electricidad total. Por tanto, no se introduce en el modelo un error elevado con esta consideración.

Las variables que se consideran para iterar y validar el edificio son el número de horas donde la calefacción está disponible (el consumo de calefacción será nulo fuera de esa franja horaria), el número de renovaciones hora máximas que se permiten tener al edificio y la temperatura de consigna de la calefacción.

En el siguiente capítulo se muestran los resultados obtenidos en estas variables para validar el modelo.

V.Resultados y Discusión

V.1. Planteamiento de estudios paramétricos

En este trabajo se plantean un total de diez estudios paramétricos. Los dos primeros representan el estado de referencia (estado actual) y están muy ligados a la validación del modelo. Es necesario recordar que se necesitan dos casos de referencia porque el edificio ha tenido dos sistemas de generación y la información disponible afecta a ambos. No se puede resolver el modelo sin considerar ambos sistemas de generación. Ambos casos constituyen el estado de referencia. Aunque después de validar el modelo, se entenderá por caso de referencia al modelo con el sistema de generación de biomasa. Es decir, se considera el *district heating*.

Los ocho casos restantes son estudios propuestos a partir de los anteriores para analizar un efecto en concreto: introducir el recuperador de calor, incluir enfriamiento gratuito, mejorar la iluminación, etc.

A continuación, se enumeran y se describen brevemente todos los estudios paramétricos. En los apartados posteriores se aportan justificaciones detalladas de cómo se configuran las simulaciones, cómo se realizan cálculos adicionales o auxiliares (si procede) y, por último, se muestran los resultados de la simulación en cuestión. Los casos propuestos son:

- **Caso P0 (gasóleo):** en este escenario se trata de simular el edificio en su estado actual, pero considerando que el equipo de generación son las calderas de gasóleo, ya que la información disponible de consumos es anterior al *district heating*.

En este escenario se produce el proceso de iteración de variables para validar el modelo.

- **Caso P0 (biomasa):** se trata del mismo caso anterior, pero modificando el sistema de generación de calderas de gasóleo por el sistema de generación con biomasa. Este escenario está validado ya que parte del caso anterior y será el escenario de partida para simular el resto de estudios. A este escenario se le denominará estado de referencia o caso base.
- **Caso P1 (RITE, IDA 2):** en este escenario se introduce ventilación mecánica. Se impone un caudal de aire de ventilación para cumplir RITE (IDA2) que se corresponde con un caudal de $12,5 L/s \cdot p$. También se incluye un recuperador de calor.

- **Caso P2 (RITE plus):** se modela el caso anterior, pero añadiendo enfriamiento gratuito. Según RITE para añadir enfriamiento gratuito se debe tener una potencia de refrigeración instalada de 70 kW.
- **Caso P3 (HE3):** se modela la instalación de iluminación con un VEEI acorde con la normativa (3,5 para aulas, 4 para zonas comunes, 5 para biblioteca o similar, 8 para salón de actos, etc.).
- **Caso P4 (HE3 plus):** se divide el VEEI entre 3,6 para considerar que se simula una instalación de luz led en lugar de una instalación de fluorescentes.
- **Caso P5 (HE5, potencia mínima):** se incluye fotovoltaica, la mínima potencia de generación que exige el CTE.
- **Caso P6 (HE5, potencia máxima):** se incluye fotovoltaica, la máxima potencia de generación que permite el CTE.
- **Caso P7 (CTE, combinación de P1+P3+P5):** se analiza una permutación de los casos anteriores para analizar el comportamiento del edificio si cumpliera la normativa vigente.
- **Caso P8 (CTE plus, combinación de P2+P4+P6):** se analiza una permutación de los casos anteriores para analizar el comportamiento del edificio si cumpliera la normativa vigente incluyendo alguna mejora adicional.

V.2. Caso P0. Gasóleo. Validación

V.2.1. Consideraciones iniciales

En primer lugar, se muestra la validación del consumo térmico, consumo eléctrico y consumo en iluminación. Una vez demostrado que el modelo está validado se muestran los valores de las variables que han permitido ajustar el modelo.

Posteriormente, se analiza el comportamiento del edificio. Se estudia el número de horas que se debe suministrar calefacción, se demuestra la veracidad de las 1800 h que se han considerado en estimaciones anteriores.

Se analizan las principales cargas del edificio de manera anual para cuantificar cada una de ellas y ver qué influencia tienen en el comportamiento global del edificio. Se comparan las cargas asociadas a las pérdidas en la envolvente, cargas por ocupación, cargas por infiltraciones, cargas por iluminación y cargas por ganancias solares.

V.2.2. Resultados

En la figura V.1 se muestran los consumos de calefacción. Se puede apreciar que el error máximo mensual es del 7 %. El error anual es del 2,21 %, por tanto, se concluye que el consumo de calefacción está validado.

Por otro lado, en la figura V.2 se muestran los consumos eléctricos asociados a refrigeración, se pueden apreciar errores superiores al 20 % en dos meses del año, no obstante, el error anual es del 3,74 %.

Esto unido a que el peso de la refrigeración en todo el consumo eléctrico es menor al 10 % (y, por supuesto, mucho menor a los consumos térmicos de calefacción, aunque los consumos eléctricos se multipliquen por un COP estacional razonable de la bomba de calor) y que el mayor error se encuentra en agosto que no es un mes no representativo, hace que se considere que el consumo eléctrico asociado a la refrigeración este validado.

Respecto a la validación de consumos eléctricos cabe destacar una cuestión. Al realizar el ejercicio de dividir los consumos asociados a iluminación entre la potencia instalada se obtenían un número de horas de funcionamiento excesivas, superior a 12 horas al día.

Para solucionar este aspecto se ha ajustado sensiblemente la potencia instalada en diferentes zonas para tener un número de horas de funcionamiento que no supere las 12 horas manteniendo los mismos consumos anuales que los de la auditoría. El consumo de referencia actualizado y su validación se muestra en la figura V.3.

Este ajuste se admite en cuanto a que validar los consumos de iluminación es trivial, ya que el horario se diseña ya para ajustarse al consumo. Como consecuencia se pueden ver errores mensuales de consumos siempre por debajo del 4 %. Si se calcula el error anual se obtiene un error de 2,01 %. Por tanto, se puede concluir que el consumo eléctrico asociado a iluminación está validado.

Tras confirmar que el modelo está validado, se estudian los valores de las variables que han permitido esta validación. La validación del consumo de iluminación es trivial salvo reajustes de horarios. Mediante un consumo (kWh) y una potencia instalada (kW) se puede deducir un número de horas de funcionamiento (h).

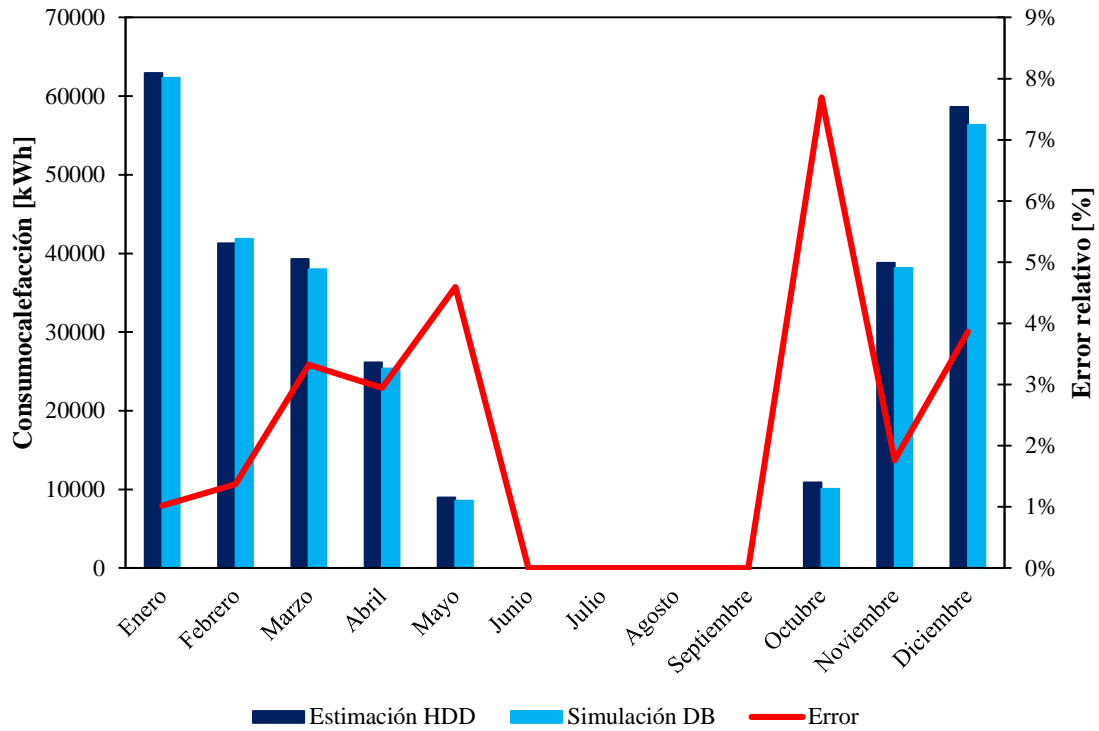


Figura V. 1. Validación de consumos de calefacción

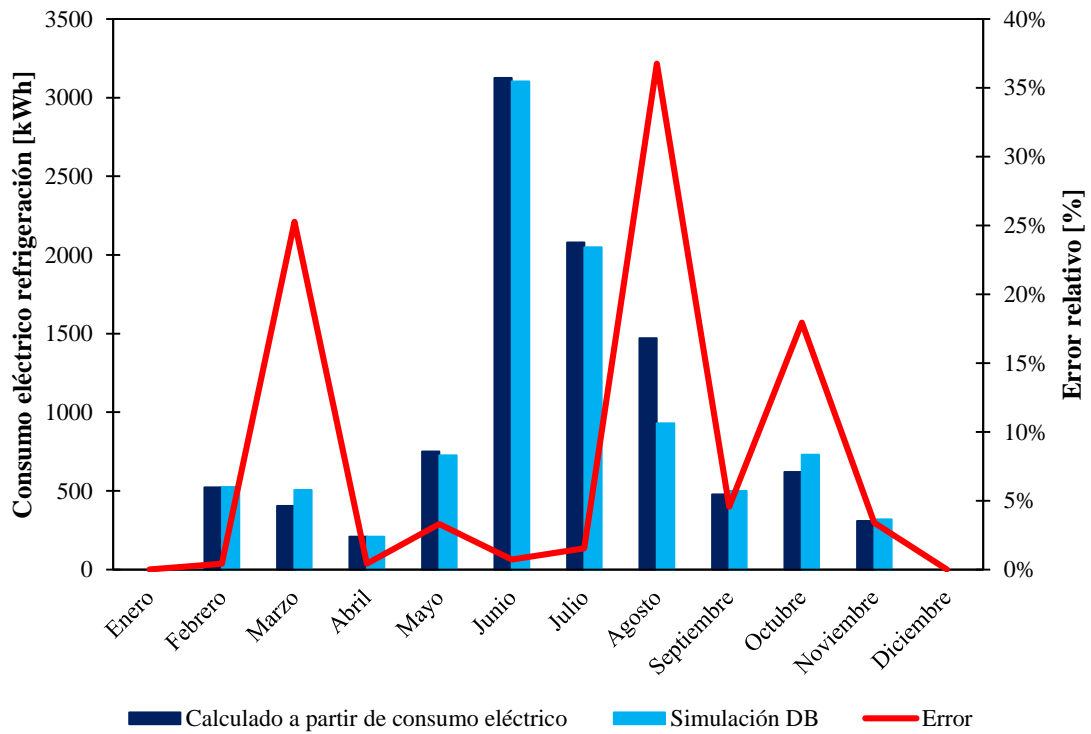


Figura V. 2. Validación de consumo eléctrico de refrigeración

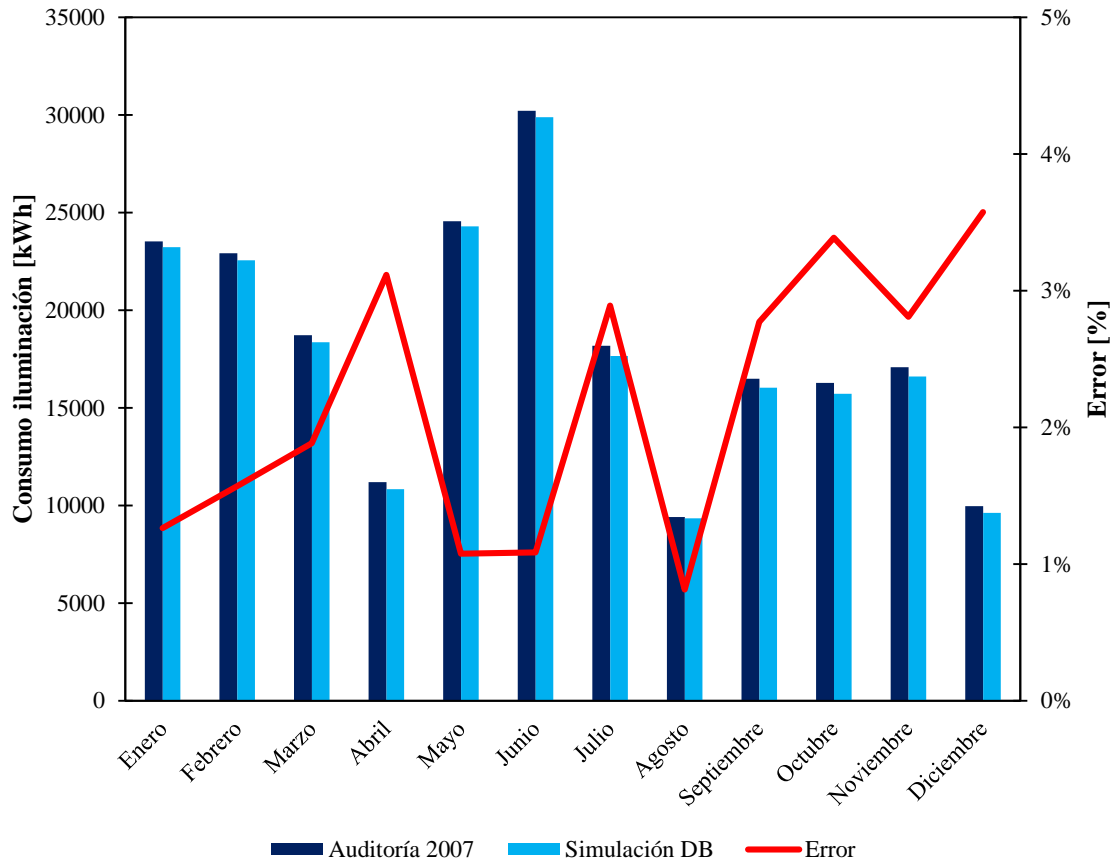


Figura V. 3. Validación de consumos asociados a iluminación

Por otro lado, validar el consumo térmico requiere de un proceso de iteración. Para iterar es necesario modificar algunas variables: el número máximo permitido de renovaciones hora, la temperatura de consigna y el número de horas donde se permite el uso de calefacción.

Desde el punto de vista de horarios, los horarios de las instalaciones están relacionados con los horarios de ocupación, aunque no tienen que coincidir necesariamente. Es decir, se puede suministrar calefacción con el edificio desocupado o se puede mantener una caldera a bajo grado de carga durante toda la noche si es beneficioso desde un punto de vista energético (esto puede ser interesante en edificios con una elevada inercia térmica). En este caso, de manera que es consistente con el horario de iluminación descrito anteriormente, se establece un valor de 12 h de máxima calefacción disponible, de tal manera que el consumo de calefacción fuera de ese horario es siempre nulo. Este horario ya impone una conclusión, bajo ninguna circunstancia es posible que el número de hora de calefacción exceda el valor de 4380 horas por consideraciones de horarios (nótese que se fijó un número de horas de 1800 horas).

De las dos variables restantes, el número máximo de renovaciones hora y la temperatura de consigna cabe preguntarse cuál influye más en la demanda térmica del edificio. Es decir, plantear un análisis de las variables. Tener en cuenta estas consideraciones es muy relevante porque permite a la persona que hace la simulación identificar qué variable modificar para conseguir una solución de forma más rápida y satisfactoria. Es decir, si tras lanzar una simulación la desviación entre los consumos simulados y los reales son considerables, la variable que se debe modificar es una variable que afecta notablemente a la demanda. Dicho de otra manera, tener una idea de la sensibilidad de las variables es información muy útil para validar.

Tras la reflexión anterior, cabe preguntarse qué variable entre la temperatura de consigna o las renovaciones hora tiene un mayor efecto sobre la demanda térmica del edificio. Dicho de otra manera, si se aumenta un 10 % el número de las renovaciones hora y se analiza el efecto sobre la demanda y, por otro lado, se aumenta un 10 % la temperatura de consigna (esto equivale a aumentar la consigna unos 2°C) y se analiza el efecto sobre la demanda, ¿en cuál de los dos casos aumenta más la demanda? La respuesta es, el número de renovaciones hora. Por tanto, la estrategia para validar es ajustar las renovaciones hora hasta que se tenga una sintonía razonable entre los valores medidos y obtenidos en la simulación (a ser posible, en torno al 10 % que es el error comúnmente aceptado por la comunidad científica) y, finalmente, hacer ajustes con la temperatura de consigna. El valor de la temperatura de consigna, tras el proceso de validación, es de 23 °C.

Para hacer un análisis del número de renovaciones hora se dispone de la figura V.4. La información que aporta la gráfica es el número de horas al año que se produce un número de renovaciones. Es decir, si se entra en la gráfica por el eje de abscisas para un número de renovaciones hora, por ejemplo, para 1 ren/h, se toca la curva y se lee el valor del eje de coordenadas se lee un valor de 2293 horas. Esto quiere decir que durante 2293 horas al año el número de ren/h es de 1 o superior.

Otra conclusión que se puede extraer es que el número máximo de ren/h permitido son 5,5 ren/h. Fijar un número máximo de ren/h no es evidente ya que se puede influir en el comportamiento del edificio. Es decir, si se fija un número de ren/h máximas de 1, las horas del año donde el valor de ren/h son superiores a 1 se está imponiendo un valor, no es el valor del edificio. Si se dispone de un estudio preliminar se puede imponer este valor, si no se

dispone se puede utilizar la misma estrategia, pero considerando las implicaciones que ello conlleva.

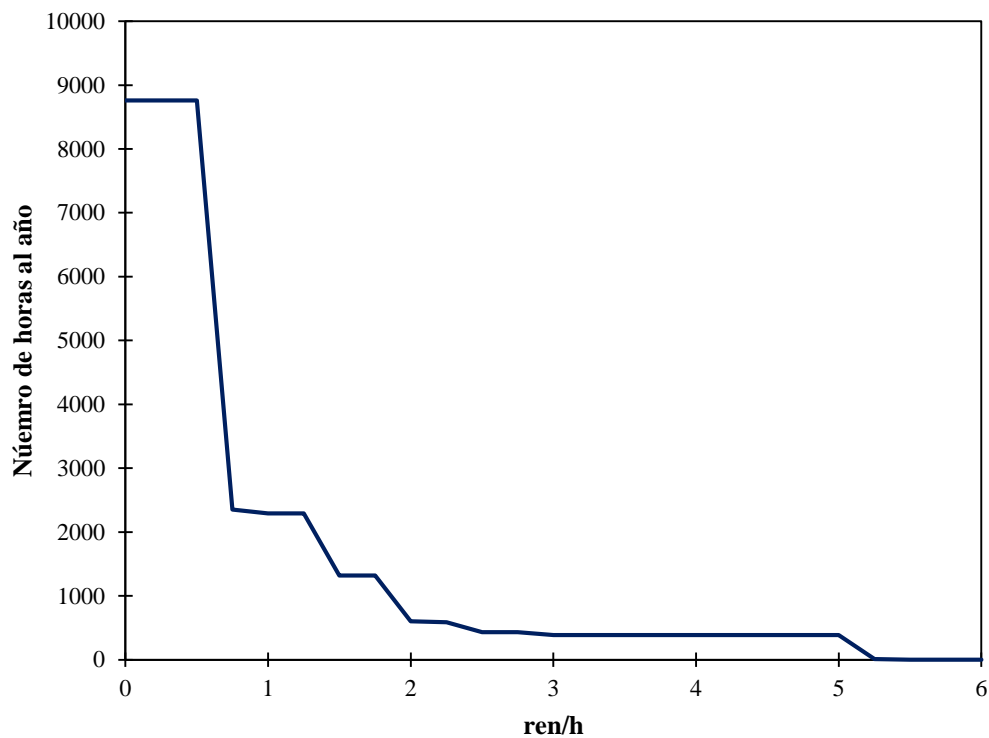


Figura V. 4. Análisis del número de renovaciones y horas anuales

La figura V.5 aporta la misma información, pero en lugar de mostrar el número de horas muestra el porcentaje de horas anuales que se obtiene un determinado número de ren/h.

Se puede concluir que un 26,85 % de las horas del año se dispone un valor de ren/h de 1 o superior, un 6,86 % de las horas del año se dispone de un valor de ren/h de 2 o superior, un 4,41 % de las horas del año se dispone un valor de ren/h de 5 o superior y finalmente un 0,10 % de las horas del año se dispone un valor de 5,25 ren/h.

Por otro lado, nunca se producen más de 5,5 ren/h. Estos valores son consistentes con el tipo de edificio, la ocupación y el año de construcción y, por ende, se puede afirmar tras todas estas consideraciones que se dispone de un modelo validado, en cuanto a consumos se refiere.

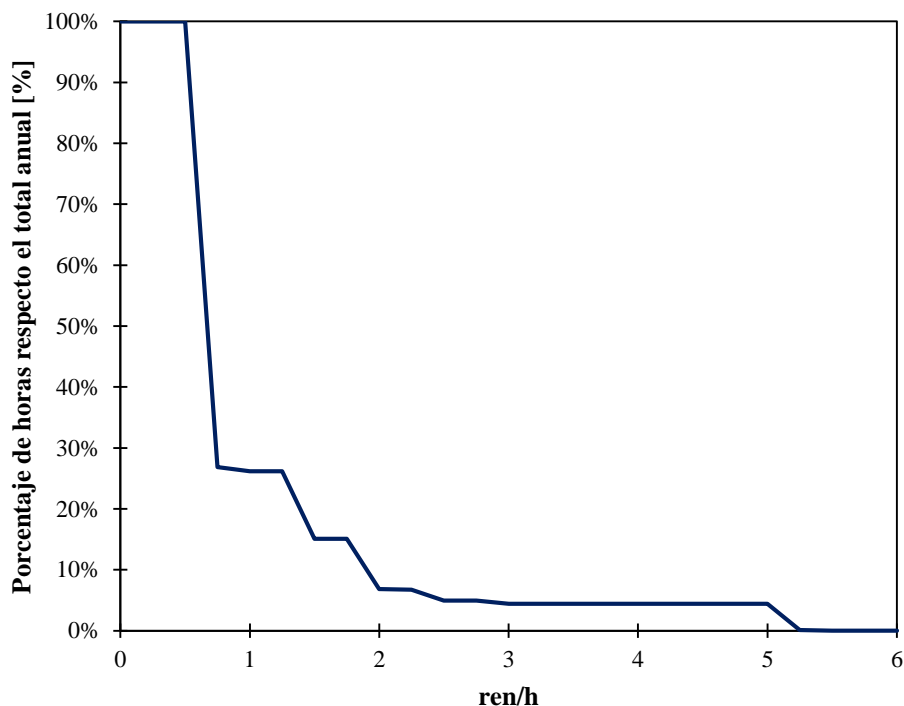


Figura V. 5. Análisis del número de renovaciones y porcentaje de horas anuales

Tras demostrar que el modelo está validado con las medidas disponibles cabe preguntarse si esta validación, es suficiente para demostrar que el comportamiento del edificio es el esperado o, al menos, es un comportamiento verosímil para un edificio de sus características.

Dos edificios, de usos diferentes, de ocupación diferente, de ubicación diferente, con instalaciones diferentes, etc., pueden tener consumos anuales idénticos. Por tanto, **la** validación realizada anteriormente es condición necesaria pero insuficiente para poder afirmar que el modelo está validado. Para aportar mayor solidez al modelo, se realiza un análisis de las tendencias anuales de los principales consumos y un estudio comparativo de cargas de diferente tipología del edificio.

Respecto a los consumos de calefacción. En la figura V.6 se muestra la demanda de calefacción para todas las horas del año. Se puede verificar que la máxima demanda se encuentra en los periodos de enero y diciembre y disminuye hasta anularse en meses de julio y agosto. Esta tendencia debe ser así para tener consumos resultados consistentes con la figura V.1. Nótese que en ningún caso se superan valores de demanda de 300 kW. La potencia instalada de las dos calderas de gasóleo es de 406 kW (cuando existían las calderas). Se puede concluir que la demanda de calefacción, en ninguna hora del año, podría ser

superior a los 406 kW porque de ser así, ese hipotético pico de demanda no puede ser suministrado. Esta comparativa aporta solidez a los resultados de la figura V.6.

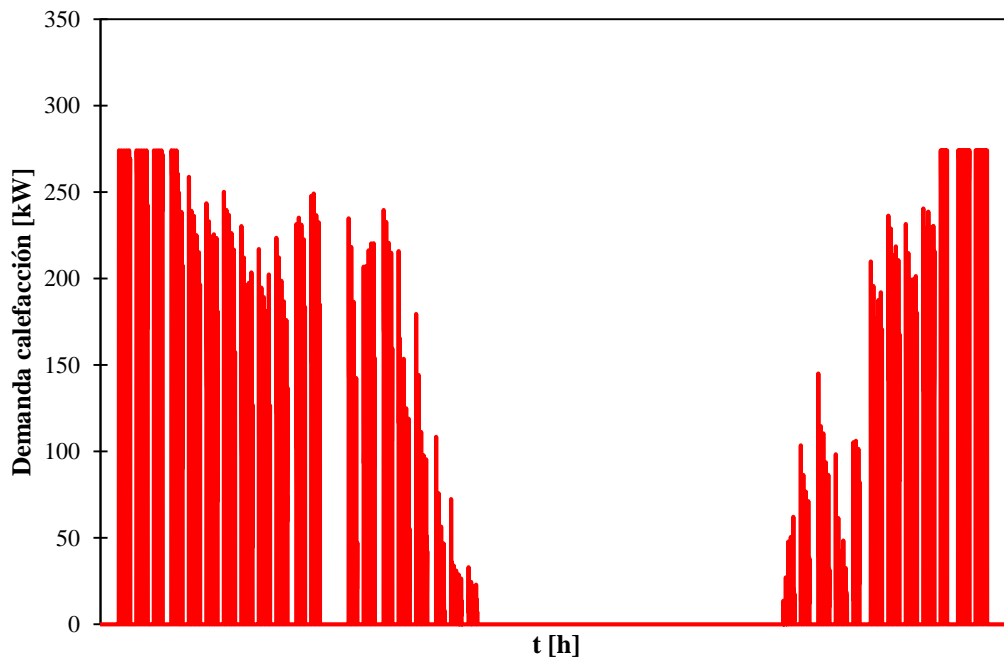


Figura V. 6. Demanda de calefacción para cada hora del año

Si se construye una curva monótona con los resultados de la figura V.6 se obtiene la curva de la figura V.7. La información que aporta esta curva es similar a la de las ren/h. Si se entra en la figura V.7 en el eje de abscisas por el valor de 100 kW, por ejemplo, y se lee el valor asociado al eje de coordenadas, se lee un valor de 1072 h. Esto significa que durante 1072 h al año la demanda de calefacción es de 100 kW o superior.

El valor de horas a demanda nula proporciona el número de horas en las que se requiere calefacción a lo largo del año, este valor es de 1788 horas. Recuérdese que en cálculos y deducciones anteriores se consideraba un valor de 1800 horas de calefacción como valor aproximado. Mediante la figura V.7 se confirma dicho valor.

Además, recuérdese que cuando existía calderas de gasóleo, la potencia instalada total ascendía a 406 kW, en dos calderas de 232 kW y 174 kW. Con la caldera de 232 kW se puede abastecer la demanda de calefacción un total de 1428 h al año, es decir, se puede abastecer la demanda que existe el 79,87 % de las horas donde se requiere calefacción. Esto demuestra que la caldera de 232 kW es la encargada de abastecer la mayor parte de la

demanda y la de 174 kW es una caldera de apoyo. Esta conclusión aporta mucha validez a los resultados del modelo.

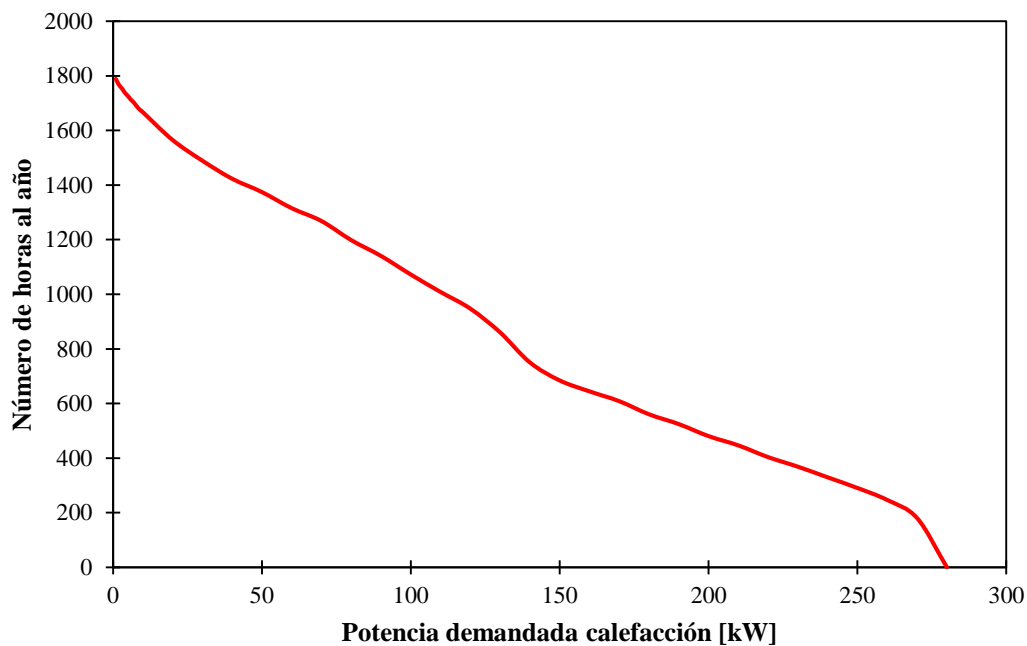


Figura V. 7. Curva monótona de potencia demandada de calefacción

En la figura V.8 se muestra la curva de energía suministrada acumulada, esta curva es la integral de la curva V.6. La principal utilidad de esta curva es identificar en qué periodos del año se consume (o se suministra más energía). Los periodos de máxima pendiente son en enero y diciembre, que se corresponden con los meses de la figura V.6 donde se obtienen mayores consumos (la derivada de la curva V.8 es la curva V.6, es decir, la derivada de la energía suministrada en un intervalo de una hora es la potencia suministrada en esa hora).

Se puede ver cómo la demanda aumenta rápidamente en los primeros meses del año y se va estabilizando hasta llegar al verano, donde la curva es completamente plana porque no se suministra energía, después del verano, el suministro de energía comienza progresivamente hasta diciembre que alcanza valores máximos nuevamente. Esta curva es útil para identificar zonas planas, es decir, periodos anuales sin demanda. Se distinguen tres periodos sin demanda: Semana Santa, Navidades y, por supuesto, verano. Los escalones de la curva se deben a fines de semana, puentes y días festivos. Esta curva es útil para estudiar que los funcionamientos de los horarios del edificio son correctos.

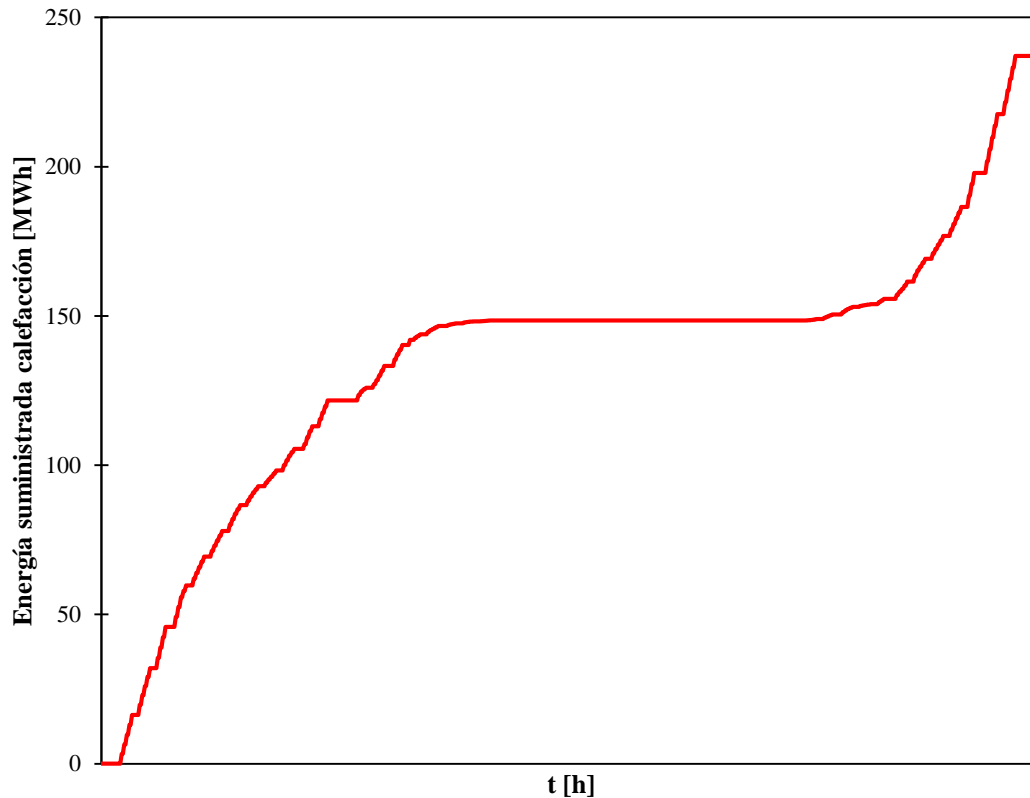


Figura V. 8. Curva acumulada de energía suministrada en calefacción

La curva V.9 ofrece información complementaria a la figura V.9. Sirve para identificar visualmente, de forma rápida, qué porcentaje de la energía suministrada anual se ha producido en un determinado instante o periodo del año.

Por ejemplo, cuando la curva alcanza la zona plana de verano, la curva se estabiliza en valores ligeramente superiores al 60 %. Esto significa que el 60 % de la demanda de calefacción del edificio se suministra antes de verano (en los meses entre enero y mayo/junio). O, por ejemplo, cuando el año llega a fechas de Semana Santa, ya ha sido suministrada más del 50 % de la demanda de calefacción anual del edificio.

Este tipo de análisis, combinados con información de ocupación detallada, puede permitir establecer usos de las instalaciones y planificaciones más eficientes.

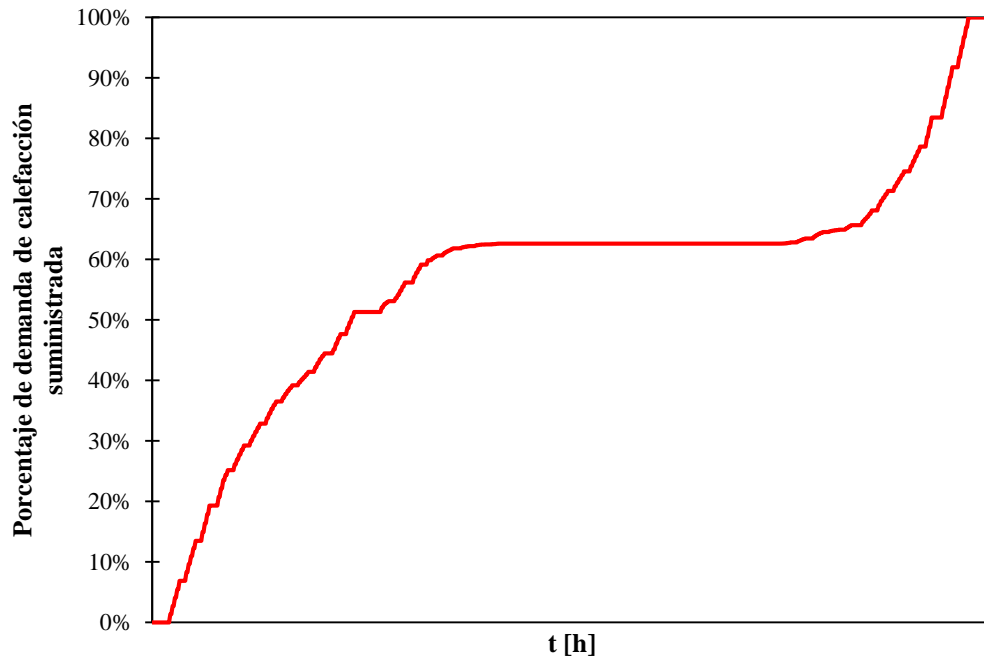


Figura V. 9. Curva acumulada del porcentaje de energía suministrada en calefacción

A continuación, se propone un análisis similar al anterior para las demandas de refrigeración e iluminación. En la figura V.10 se muestra el consumo térmico asociado a la demanda de refrigeración.

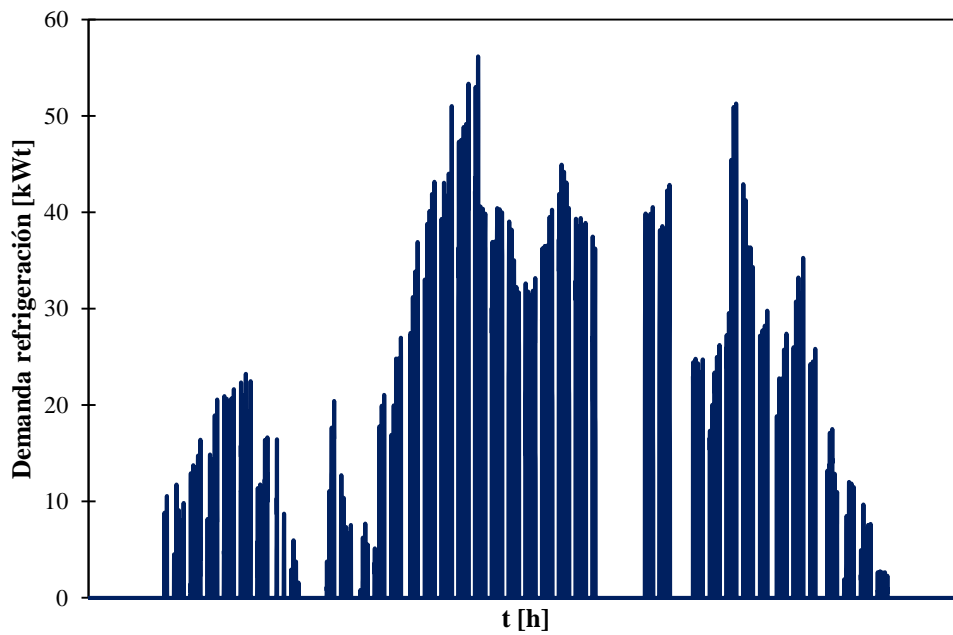


Figura V. 10. Demanda de refrigeración para cada hora del año

En la figura V.10 se puede concluir se tienen picos de demanda de refrigeración comprendidos entre 50 y 60 kW térmicos. Es un resultado consistente ya que se dispone de una potencia instalada de 119 kW y, por tanto, la demanda nunca excede la potencia instalada (teóricamente, la máxima demanda que se podría suministrar). En meses de invierno se pueden tener demandas de refrigeración en momentos puntuales asociado a cargas de diversa índole y a lo permisivas o restrictivas que sean los valores de consigna (en este caso 24 °C). Nótese que cuanto menor sea la consigna de frío más horas al año se demanda refrigeración. La consigna de frío debe ser superior o igual a la consigna de calefacción, sino la calefacción y el frío estarían operando simultáneamente.

En la figura V.11 se muestra la curva acumulada de energía suministrada en refrigeración. Existe una zona plana en verano asociada a un periodo de desocupación del edificio. Los meses de invierno las curvas son cuasiplanas (existe poca o nula demanda de refrigeración) y en los meses de verano la pendiente se dispara ya que en esos meses se tienen los mayores picos de demanda (como en calefacción, la figura V.11 muestra la integral de la figura V.10). Es relevante señalar que la figura V.11 tiene la tendencia opuesta a la figura V.8, dicho de otra manera, cuando se demanda calefacción no se demanda refrigeración y viceversa.

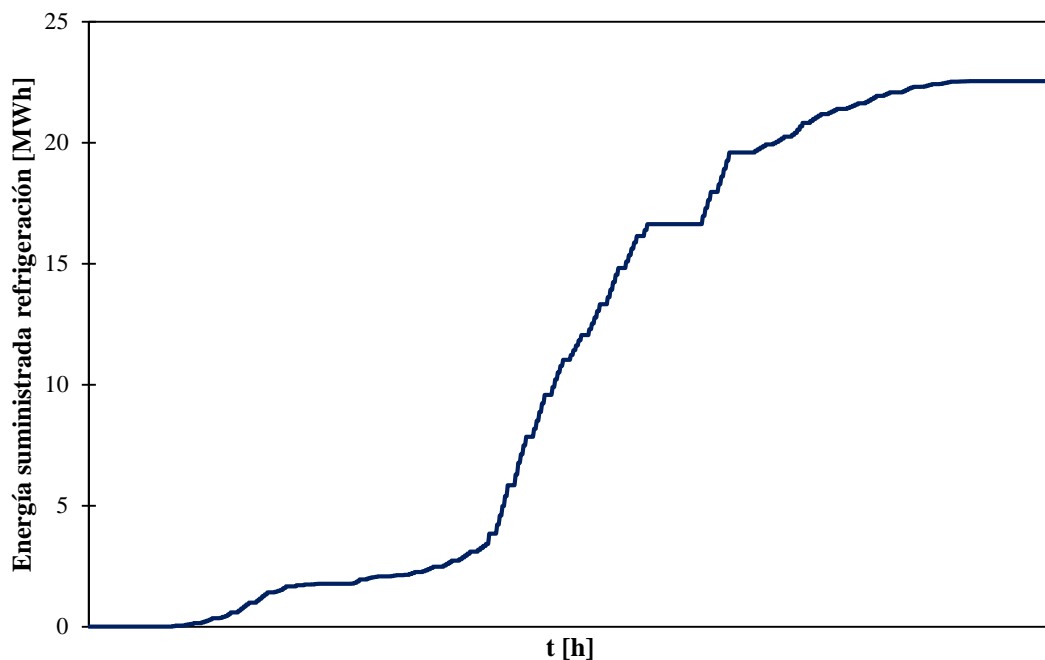


Figura V. 11. Curva acumulada de energía suministrada en refrigeración

Nuevamente, la figura V.12 muestra una información complementaria al estudio realizado en la figura V.12. Por ejemplo, se puede concluir que los meses de verano (desde mayo a septiembre) suponen el 82,85 % de la demanda de refrigeración.

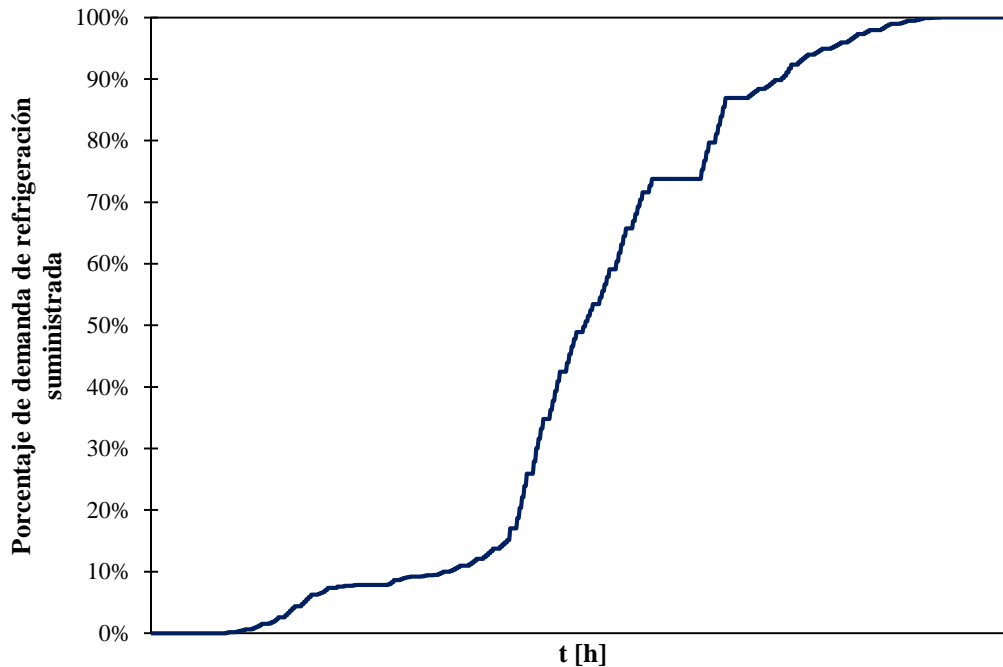


Figura V. 12. Curva acumulada del porcentaje de energía suministrada en refrigeración

Finalmente, se plantea el mismo análisis para iluminación. En la figura V.13 se muestra la demanda de iluminación para cada hora del año. Se puede apreciar que se tiene una función en forma de escalones donde la iluminación toma valor o nulo o del valor de la potencia instalada 125 kW. Esto es así porque para los equipos de consumos eléctricos (que no sea refrigeración) se deducen unas horas de funcionamiento en función de datos de potencia instalada y consumos. Y se plantean ese número de horas. Supóngase que en un mes se obtiene que las horas diarias de funcionamiento son 2h. El horario de funcionamiento que se plantea es un horario donde toda la iluminación del edificio se enciende de 8:00 a 10:00 y apagado durante el resto del día. Por ello, el valor del pico, el valor del escalón no caracteriza la demanda, sino que lo que caracteriza la demanda es el número de picos o de escalones.

Esta manera de proceder deriva de que se desconoce completamente cuándo funciona la iluminación. Además, no está necesariamente relacionada con la ocupación, por ejemplo: en una clase ocupada por 5 personas se pueden tener las todas las luces encendidas (aunque no sea necesario). Cuando no hay ocupación hay zonas que están iluminadas como en

recibidores y pasillos. Por tanto, se recurre a este tipo de simplificación para poder simular. Este tipo de simplificación no repercute en el comportamiento real del edificio salvo por una consideración, la iluminación representa una carga interna que debe ser considerada para calcular demandas de calefacción y de refrigeración. No obstante, todos los días del año se imputa la carga correcta solo que concentrada en pocas horas. No obstante, el balance neto en un día se puede considerar correcto y por tanto las tendencias anuales que se están analizando también.

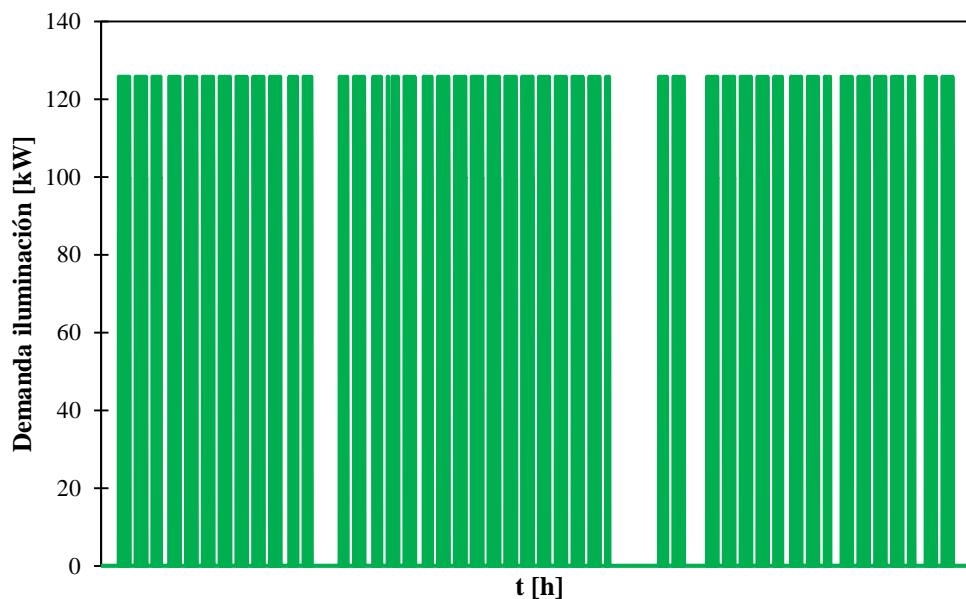


Figura V. 13. Demanda de iluminación para cada hora del año

En la figura V.14 se representa la curva acumulada de energía suministrada en iluminación, de esta curva se pueden extraer dos conclusiones fundamentalmente. La primera es que no hay cambios bruscos de pendiente. Esto hace referencia a que el consumo de iluminación no es estacional, es decir, no depende de manera notable de si es invierno o verano (evidentemente, es un comportamiento contrario a los casos de refrigeración y de calefacción).

La segunda conclusión es que en los meses de verano hay un cambio de pendiente donde la demanda empieza a disminuir hasta que se aplanan completamente. Este comportamiento se debe a que, en meses de elevada irradiación, si no genera condiciones de discomfort, se tiene una elevada cantidad de luz natural que reduce la demanda de luz artificial. Esto unido a que son meses de baja actividad justifica la tendencia en meses centrales del año.

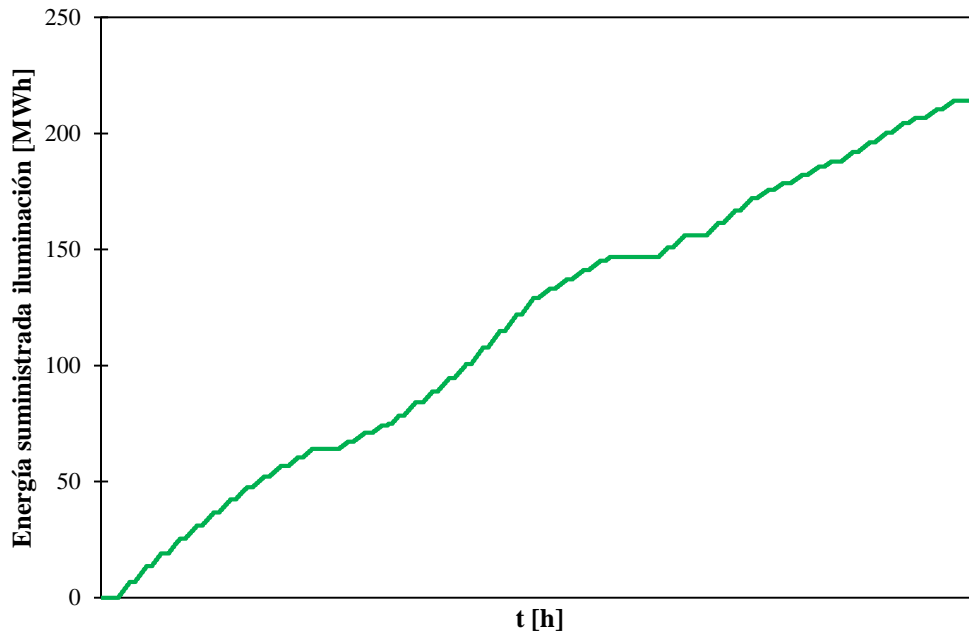


Figura V. 14. Curva acumulada de energía suministrada en iluminación

La figura V.15 es la curva acumulada del porcentaje de energía suministrada en refrigeración. Como no existen cambios de tendencia representativos no proporciona conclusiones adicionales a la figura V.14.

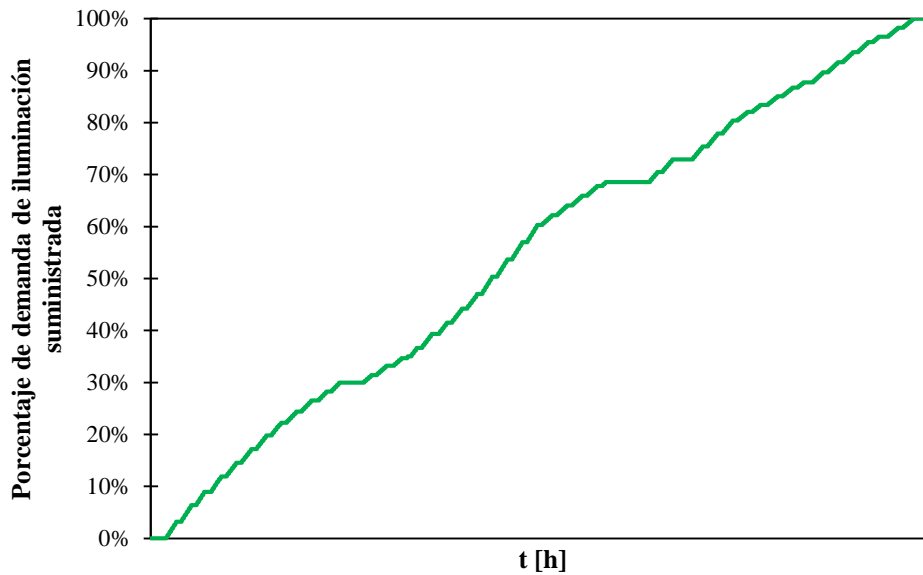


Figura V. 15. Curva acumulada del porcentaje de energía suministrada en refrigeración

Además, anteriormente se señalaba que el consumo eléctrico asociado a la refrigeración no supone más del 10 % del consumo eléctrico del edificio. En la tabla V.1 se muestra una comparativa entre el consumo eléctrico asociado a la iluminación y el consumo eléctrico asociado a refrigeración. El consumo computado como total excluye a equipos y auxiliares, no obstante, conviene hacer esto por tres razones:

- La iluminación y la refrigeración está relacionado directamente con el comportamiento del edificio (o con su uso), sin embargo, equipos (como ascensores, electrodomésticos, etc.) tienen un uso más independiente del funcionamiento del edificio y además se desconocen (o son difíciles de estimar).
- La suma de estas dos contribuciones supone del orden del 80 % del consumo eléctrico del edificio y más del 90 % de la potencia instalada asociada a consumos eléctricos.
- En la validación del modelo los dos consumos que se analizan son los de iluminación y lo de refrigeración, no los de los equipos.

Se puede concluir que el valor del 10 % considerado anteriormente es un valor (respecto del total). Aquí supone el 6,56 % descontando equipos (lo que supone un valor menor aún si se consideran equipos). Por tanto, el valor del 10 % era conservador y válido para las conclusiones de argumentos anteriores. Nótese que el COP considerado en la tabla debería ser un COP estacional, por tanto, si se plantea un estudio paramétrico modificando el COP para ver la relevancia de este parámetro en el resultado anterior un COP de 2,5 podría considerarse un valor poco realista (por ser muy elevado) para tratarse de un COP estacional.

,Tabla V. 1. Comparativa entre el consumo eléctrico asociado a iluminación y a refrigeración

	Iluminación [MWh]	Refrigeración [MWh]		
		COP = 1,5	COP = 2	COP = 2,5
Consumos	214,18	15,03	11,27	9,02
Total (iluminación + refrigeración)		229,20	225,45	223,19
Contribución Refrigeración		6,56%	5,00%	4,04%

En la figura se muestra la curva acumulada de demanda suministrada al edificio en refrigeración, entendiéndose la demanda como demanda eléctrica en el compresor de la bomba de calor (no térmico, en el evaporador de la bomba de calor), modificando el COP de la bomba de calor. Cuanto más alto sea el COP menor es el consumo eléctrico para la misma demanda térmica de refrigeración. Nuevamente, cabe destacar que el valor de 2,5 del

COP de refrigeración se puede considerar un valor muy elevado para ser considerado como un COP estacional.

Finalmente, la figura muestra una comparativa de los consumos eléctricos asociados a refrigeración (para diferentes valores de COP considerados) con el consumo eléctrico asociado a iluminación. Se puede verificar que la contribución de la refrigeración en este edificio comparada con la iluminación es prácticamente irrisoria.

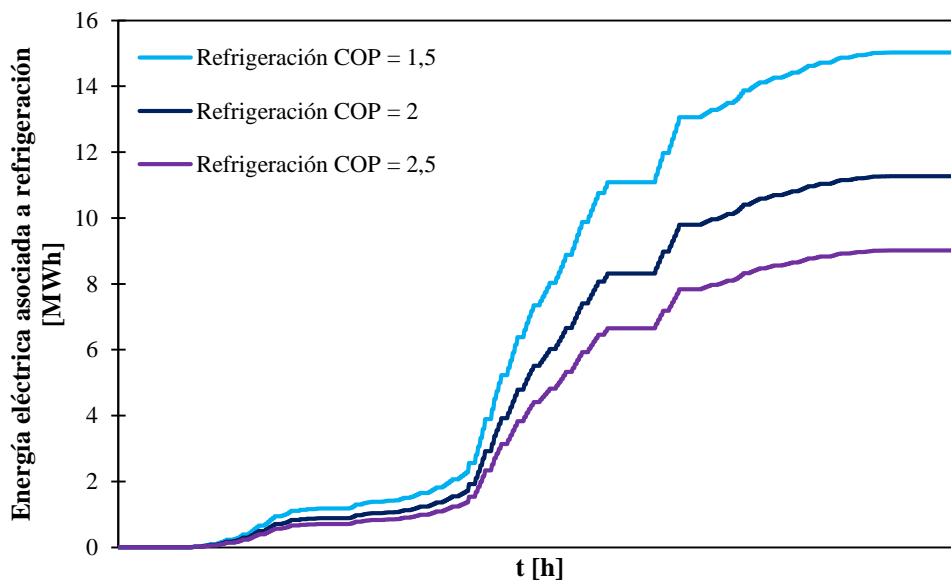


Figura V. 16. Curva acumulada de demanda suministrada al edificio en refrigeración en forma de demanda eléctrica, para diferentes valores de COP

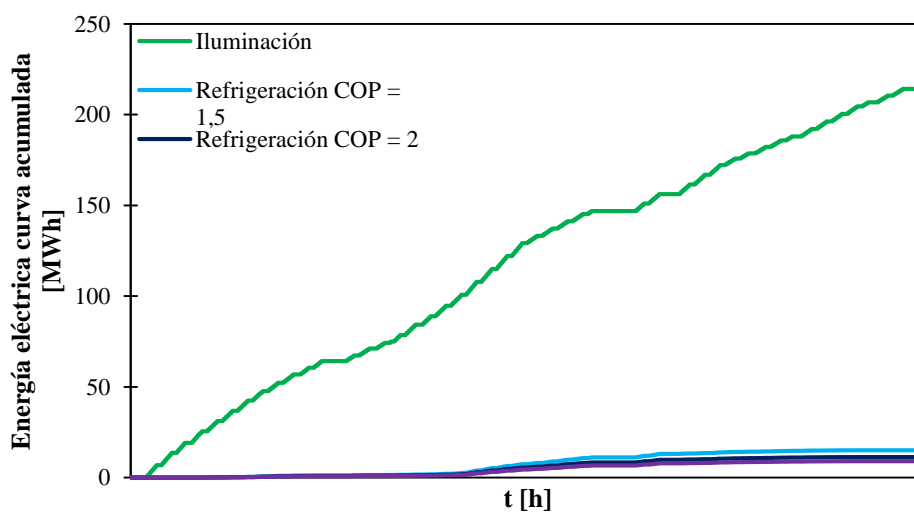


Figura V. 17. Comparativa del consumo eléctrico asociado a iluminación con el consumo eléctrico asociado a refrigeración

Como se comentaba anteriormente, se realiza un breve estudio sobre las cargas que intervienen en el edificio. En la tabla V.2 se recogen los valores de cargas anuales de diferente procedencia. Además, se señala si esa carga se computa como una pérdida o una ganancia, algo de especial importancia en el balance térmico del edificio (capítulo II). Esos valores se encuentran tabulados en la figura V.18. Se puede concluir que la mayor contribución en las cargas, en la demanda del edificio, se traduce en pérdidas en la envolvente térmica. Otro resultado interesante es que las carga asociadas a las ganancias solares a través del edificio son del orden de 1/3 de las pérdidas a través de la envolvente. Esto se puede justificar señalando que, un porcentaje muy representativo de la superficie de la envolvente térmica está acristalada (esto se explica más detalladamente con datos posteriores).

Tabla V. 2. Comparativa de cargas computadas como pérdida o ganancia en el balance térmico del edificio

Concepto	Carga [MWh]	Carácter
Total. Envolvente térmica	287,53	Pérdida
Cargas por ocupación	194,22	Ganacia
Cargas por infiltraciones	201,05	Pérdida
Carga por iluminación	214,18	Ganacia
Cargas por ganancias solares	109,56	Ganacia

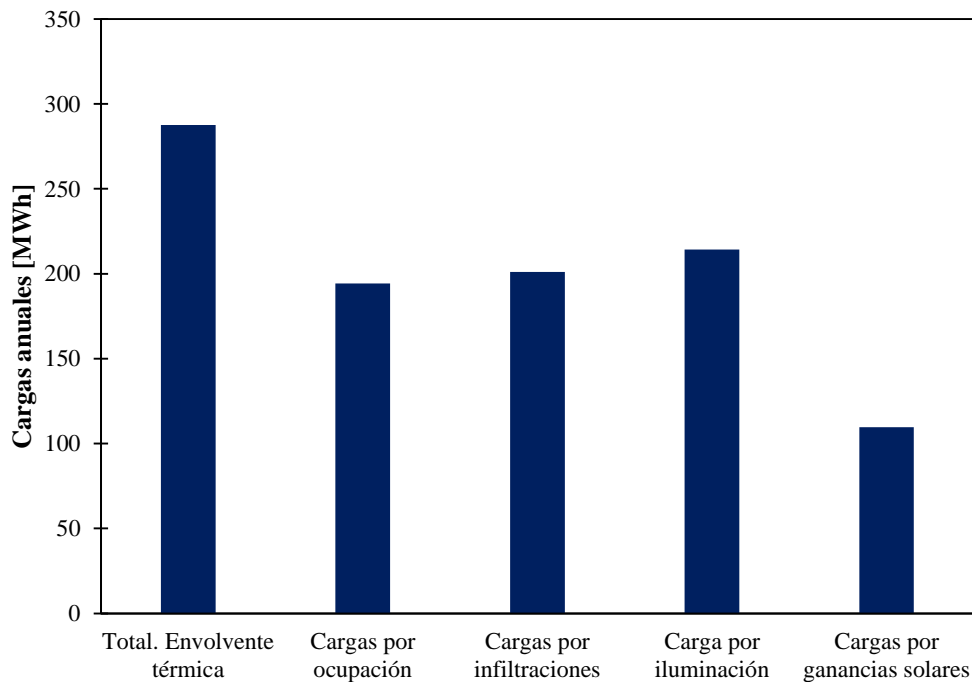


Figura V. 18. Comparativa de cargas

Otro resultado relevante es que las cargas asociadas a ocupación, infiltraciones e iluminación son del mismo orden. Cabe destacar algunas conclusiones:

- **Ocupación:** recuérdese que la ocupación se ha fijado para eliminar variables del proceso de iteración. Se trata de una ocupación sobreestimada y muy superior a la real del edificio.
- **Infiltraciones:** nótese que el edificio posee un volumen de aire aproximado de 14.000 m^3 . Si en una hora se produce una única renovación, y en esa hora, la diferencia de temperatura interior y exterior es de $5 \text{ }^\circ\text{C}$, la energía asociada a adecuar el aire a las condiciones interiores se puede deducir mediante la ecuación (E – V. 1).

$$E_{\text{renovación}} = n_{r/h} \cdot V_{\text{renovado}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot t \quad (\text{E – V. 1})$$

Donde:

- $n_{r/h}$: número de renovaciones hora.
- V_{renovado} : volumen de aire renovado, $[\text{m}^3]$.
- ρ : densidad el aire, se puede considerar en primera aproximación como $1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.
- c_p : color específico del aire húmedo, se puede considerar en primera aproximación como $1,004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$.

Substituyendo valores se tiene que:

$$\begin{aligned} E_{\text{renovación}} &= 1 \frac{\text{ren}}{\text{h}} \cdot 14.000 \text{ m}^3 \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 5\text{K} \cdot 1\text{h} = 84.336 \text{ kJ} \\ &= 23,43 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Si se tiene una carga anual de 200.000 kWh aproximadamente y se considera (para hacer un cálculo de órdenes de magnitud, no para hacer un cálculo preciso) que la energía asociada a una renovación es de $23,43 \text{ kWh}$, esto implica que se producen 8.536 renovaciones en un año.

Por otro lado, con los datos de la figura V.4, se concluye que a lo largo de un año se producen 9859 renovaciones.

Entonces se puede concluir que la demostración es válida y queda justificada la carga asociada infiltraciones.

- **Iluminación:** en la carga asociada a iluminación toda la energía eléctrica suministrada a las luminarias se acaba disipando en energía térmica, generando una carga interna, una ganancia, que es necesario compensar.

Finalmente, se analiza las diferentes contribuciones en las pérdidas de la envolvente a través de los diferentes elementos constructivos que la componen. Estas contribuciones se muestran en la figura V.19.

De todas las pérdidas de la envolvente, más de la mitad son pérdidas a través de la cubierta del edificio. El 41,44 % son pérdidas a través de los acristalamientos. Es destacable la irrisoria contribución del cerramiento exterior.

Esto se debe a que una gran parte de la superficie del cerramiento está acristalada y los cerramientos exteriores no acristalados se encuentran en contacto con el terreno y, por tanto, son cuasi adiabáticos.

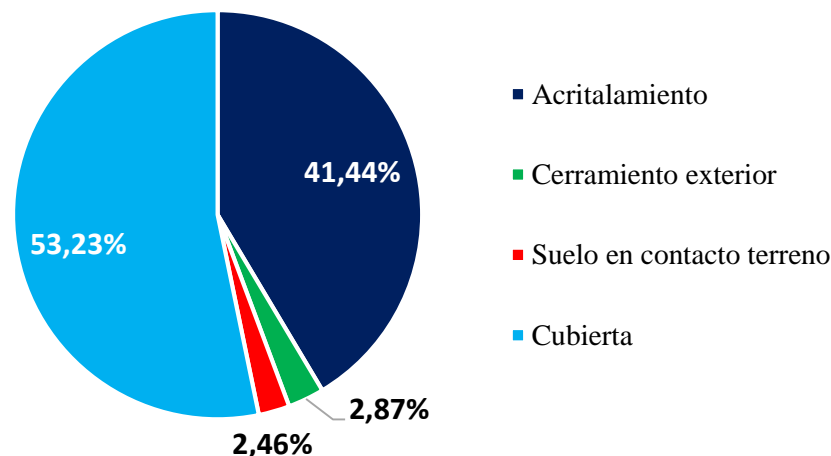


Figura V. 19. Análisis de las contribuciones en las pérdidas de la envolvente de los diferentes elementos constructivos que la componen

Se trata de resultados plausibles ya que la proporción de superficie acristalada, por ejemplo, en el alzado frontal del edificio es del 32 %. Luego el 32 % de la superficie tiene una transmitancia térmica del orden de 8 – 10 veces mayor que el resto de la envolvente. Eso justifica los resultados de la figura V.19.

V.3. Caso P0. Biomasa

V.3.1. Consideraciones iniciales

Este escenario es idéntico al caso anterior salvo que se modifica el sistema de generación de calderas de gasóleo por el sistema de generación del *district heating*. Por tanto, el análisis de este caso se centra en la comparativa de energía primaria entre los casos P0 biomasa y P0 gasóleo y, por ende, en la comparativa de emisiones de dióxido de carbono.

V.3.2. Resultados

En la figura V.20 se muestra la diferencia de consumos de energía primaria entre gasóleo y biomasa. Ante la misma demanda en el edificio, el consumo de energía primaria es ligeramente mayor debido a los rendimientos de generación. Recuérdese que el rendimiento de generación de biomasa se ha considerado del 85 % mientras que el rendimiento de generación de las calderas de gasóleo se ha fijado en 90 %.

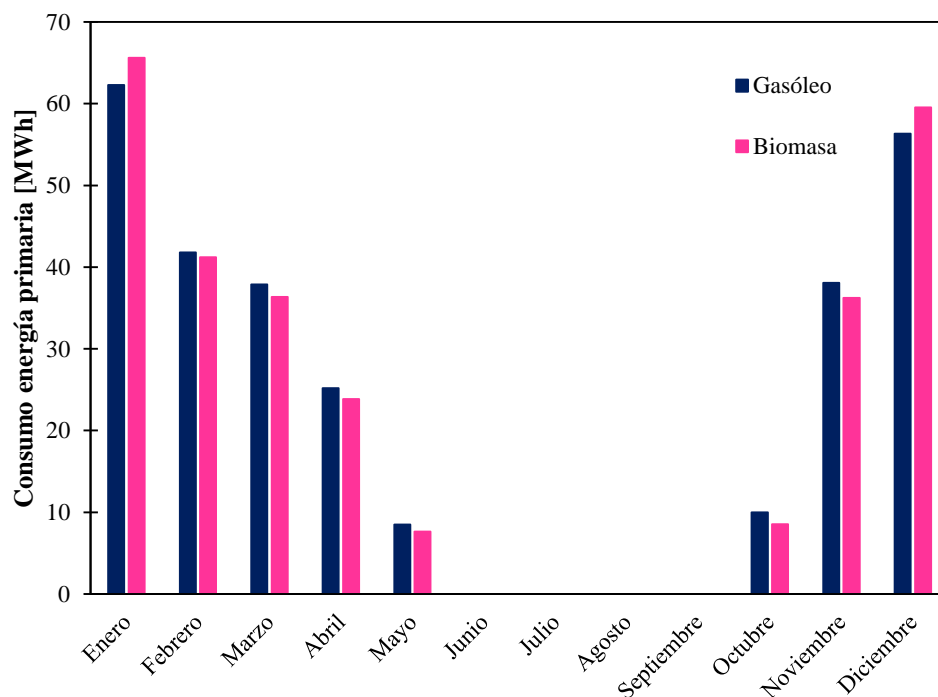


Figura V. 20. Diferencia de consumos de energía primaria entre gasóleo y biomasa

Sin embargo, las emisiones de dióxido de carbono son notablemente mayores en el caso del gasóleo, esto se muestra en la figura V.21. Cambiar el sistema de generación de gasóleo a

biomasa supone un ahorro del 94,56 % de emisiones de dióxido de carbono (se pasa de emitir 78,4 toneladas al año a emitir 4,26 toneladas al año).

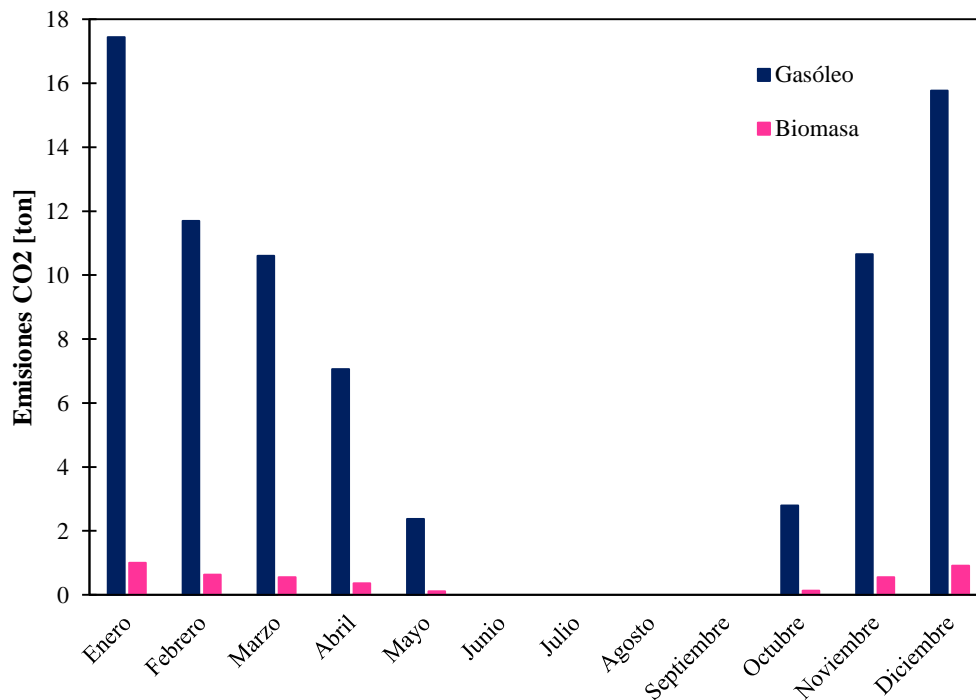


Figura V. 21. Diferencia de emisiones de dióxido de carbono entre gasóleo y biomasa

V.4. Caso P1

V.4.1. Consideraciones iniciales

En el caso P1, como se señalaba anteriormente, se incluye ventilación y un recuperador de calor. La ventilación que se propone se basa en cumplir RITE para una calidad de aire interior de IDA 2, es decir, la ventilación es de $12,5 L/(s \cdot p)$. Una consideración relevante es que la ventilación depende de la ocupación. Si la ocupación se ha sobreestimado (como se explica anteriormente) la ventilación será mayor de la esperada realmente para la ocupación del edificio real. Esto es muy relevante a la hora de interpretar resultados y hacer consideraciones en el funcionamiento del recuperador. Para la ocupación seleccionada se tiene un caudal de ventilación de $22,42 m^3/s$.

El recuperador que se considera es un recuperador sensible. Se considera un intercambiador sensible porque todas las tecnologías existentes de recuperadores pueden recuperar calor

sensible (y solamente dos de ellas, recuperadores rotativos y recuperadores de placas, pueden ser recuperadores entálpicos dependiendo de los materiales de los que estén fabricados). Considerar el recuperador sensible implica que, si se quiere materializar la solución propuesta, existe un mayor número de tecnologías disponibles que permiten conceptualizar dicha solución.

Cuando se fija por RITE el rendimiento asociado al recuperador se consideran dos factores: del número de horas que se considera que puede estar operando y del caudal de ventilación. El caudal de ventilación se ha determinado anteriormente. Para hacer una estimación de las horas que puede operar el recuperador se recurre a la figura V.22. La tendencia mostrada en azul oscuro muestra las horas anuales donde la temperatura exterior es igual o superior a un determinado valor. La tendencia azul clara muestra la misma información, pero considerando solamente las horas del año donde el edificio está ocupado.

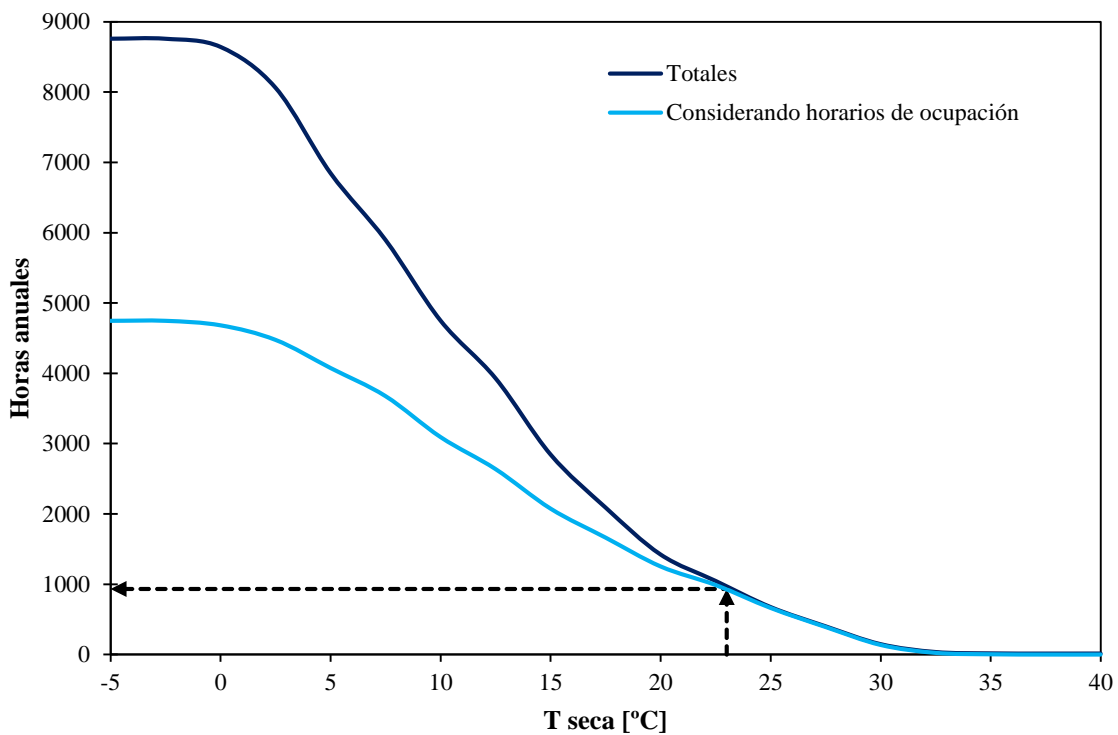


Figura V. 22. Estimación de horas de funcionamiento del recuperador

A la hora de estudiar el recuperador, a priori, lo correcto es considerar los horarios de ocupación (si no hay gente en el edificio, no se ventila y, por ende, el recuperador no funciona). Según la tendencia que considera los horarios de ocupación se tienen 932 horas donde la temperatura es igual o superior a 23 °C (la temperatura de consigna de calefacción)

o lo que es lo mismo, hay 3813 horas donde el edificio está ocupado y donde la temperatura exterior es menor a la temperatura de consigna (esas son las condiciones donde es interesante utilizar el recuperador).

Con los datos anteriores y empleado la tabla 2.4.5.1 del RITE (se corresponde, según la nomenclatura de este trabajo, con la tabla V.3) se puede determinar la eficiencia del recuperador a considerar en el edificio.

Tabla V. 3. Eficiencia de la recuperación según RITE

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m ³ /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

Nótese que este resultado es discutible. Si se considera que el funcionamiento del recuperador está asociado con el funcionamiento de calefacción el resultado es diferente ya que la calefacción funciona 1800 horas aproximadamente. De tal manera que en base al primer criterio (el empleado en la tabla V.3) se tiene de un rendimiento en el recuperador del 64 % mientras que, si se considera el criterio de las horas de calefacción el rendimiento del recuperador sería del 60 %. Ambos criterios son justificables, se selecciona un 64 % del rendimiento por dos motivos:

- Si se desea seleccionar un recuperador sin disponer de información de simulaciones previas solamente sería posible aplicar la metodología de la figura V.22. Por tanto, se trata de una metodología más general.
- El caudal de ventilación está muy sobreestimado, entonces para compensar este efecto se utiliza el criterio que conduce a una mayor eficiencia del recuperador.

V.4.2. Resultados

En la figura V.23 se muestra una comparativa de consumos de energía primaria y se estudia la influencia de la ventilación mecánica y del recuperador. En primer lugar, cabe destacar que, si solo se introduce ventilación, la energía primaria aumenta a causa de que se debe

tratar el aire exterior que se introduce al edificio. Posteriormente, se introduce el recuperador, al introducir el recuperador la demanda de energía primaria vuelve a disminuir ya que parte de esa energía adicional que se requiere para tratar el aire de ventilación es aportada (recuperada desde el aire de expulsión) por el recuperador de calor.

Comparar meses, enero con febrero o noviembre con diciembre, puede resultar capcioso ya que son meses con una ocupación mucho más reducida debido a vacaciones de Navidad.

En la figura V.24 se muestra el ahorro en energía primaria que viene dado por el recuperador y, en consecuencia, las emisiones de dióxido de carbono evitadas asociadas a dicho ahorro de energía primaria. El recuperador supone un ahorro del 33,78 % de la energía primaria respecto el caso de introducir únicamente ventilación y, por ende, el mismo ahorro de emisiones.

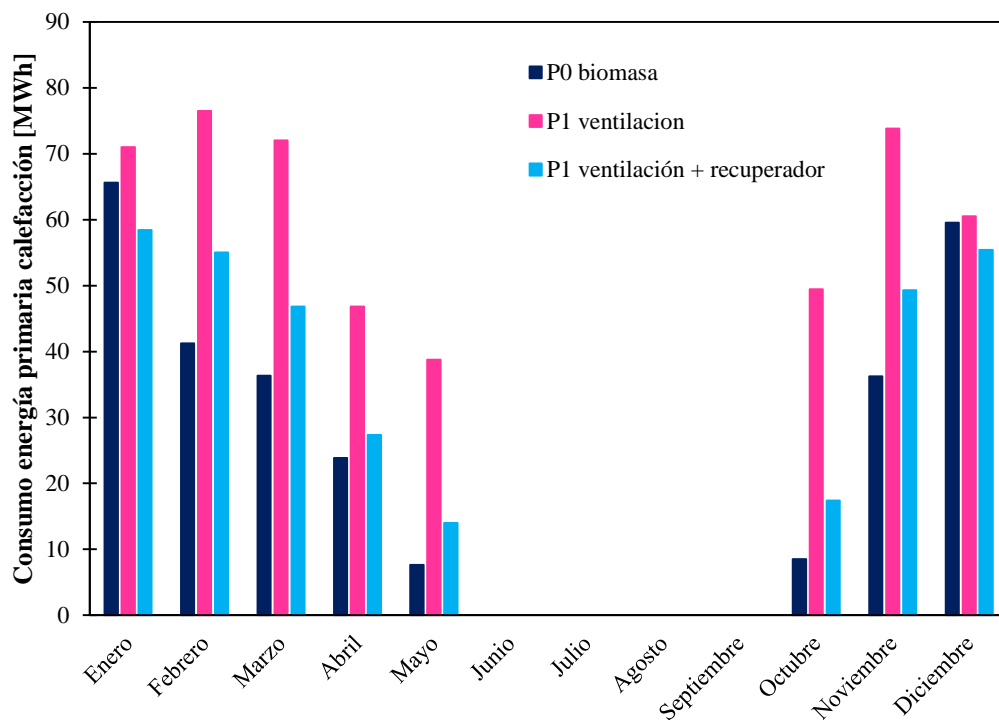


Figura V. 23. Comparativa de consumos de energía primaria. Análisis de la influencia de la ventilación mecánica y del recuperador

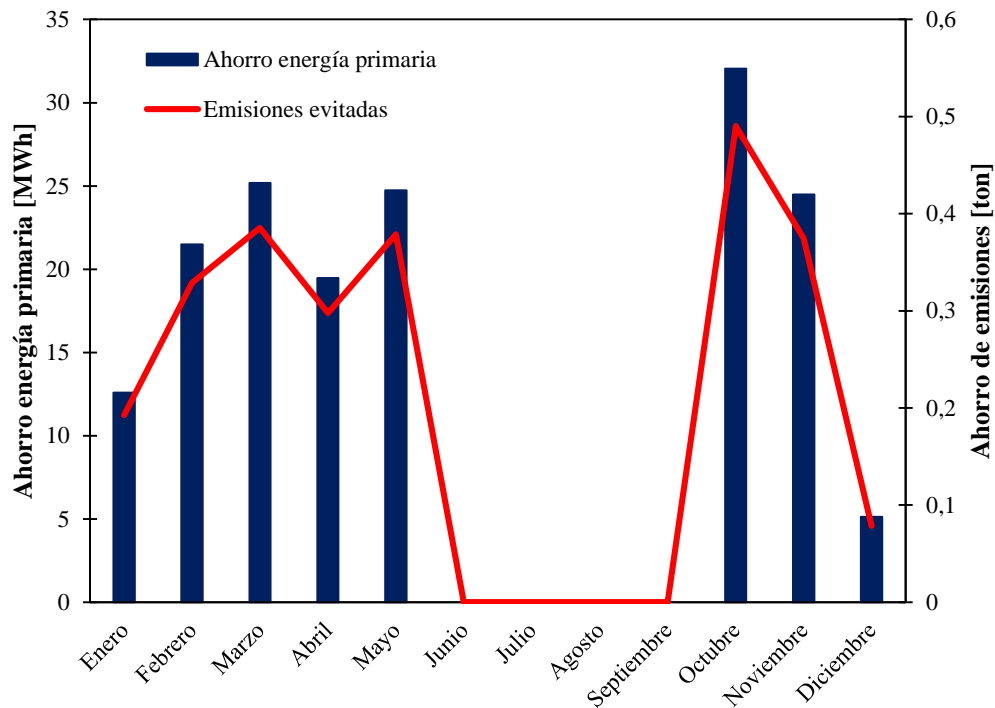


Figura V. 24. Análisis del efecto del recuperador. Ahorro de energía primaria y emisiones de dióxido de carbono evitadas

V.5. Caso P2

V.5.1. Consideraciones iniciales

Según RITE, si se dispone de una potencia de refrigeración instalada superior a 70 kW térmicos, es necesario disponer de una instalación con enfriamiento gratuito. En este edificio se tiene una potencia de refrigeración instalada de 119 kW y, por ende, se precisa enfriamiento gratuito.

En realidad, el enfriamiento gratuito debería haberse incluido en el caso P1, ya que cumplir RITE implica disponer de un sistema de enfriamiento gratuito y un recuperador de calor simultáneamente. Se han planteado los casos de esta manera por varias razones. En primer lugar, de esta manera se permite asilar el efecto del recuperador de calor y de enfriamiento gratuito. Además, no se dispone de una instalación de refrigeración y, por tanto, de enfriamiento gratuito centralizada porque solamente cuatro estancias del edificio disponen de refrigeración (el ejercicio que aquí se propone es incluir el enfriamiento gratuito únicamente en esas cuatro estancias). Finalmente, en otros estudios se considera el funcionamiento del recuperador y del enfriamiento gratuito de forma conjunta.

Como se introdujo en el capítulo II de este trabajo, el enfriamiento gratuito se puede plantear controlado por temperatura o controlado por entalpía.

En la figura V.25 se muestran las condiciones de aire exterior que, a priori, son beneficiosas si se aplica un enfriamiento gratuito controlado por temperatura. Los puntos azules representan las condiciones exteriores del año meteorológico tipo (de todas las horas del año) para Valladolid. La zona de operación del enfriamiento gratuito controlado por temperatura se corresponde con los puntos ubicados a la izquierda de la recta delimitada por la temperatura de consigna (la temperatura deseada en el interior del local).

En la figura V.26 se muestran las condiciones de aire exterior que, a priori, son beneficiosas si se aplica un enfriamiento gratuito controlado por entalpía. La zona de operación del enfriamiento gratuito controlado por entalpía se corresponde con los puntos ubicados a la izquierda (y hacia abajo) de la recta delimitada por la entalpía de consigna (entalpía calculada en las condiciones de temperatura y humedad deseadas en el interior del local)

En la figura V.27 se muestra la zona problemática si se aplica un enfriamiento gratuito por control de entalpía. Los puntos problemáticos son aquellos que se encuentran más calientes y más secos respecto a las condiciones de temperatura y humedad deseadas en el interior del local. El control de entalpía funciona si la instalación de enfriamiento gratuito dispone de una unidad de enfriamiento adiabático. Considérese que las condiciones de temperatura y humedad del aire exterior se corresponden con el punto azul claro. Si se introduce ese aire directamente al local se calienta el local. Sin embargo, si ese aire se trata antes de introducirlo al local en un equipo donde al aire sufre un enfriamiento adiabático (se enfría y se humidifica) el aire puede entrar en unas condiciones óptimas para enfriar el local. El proceso de enfriamiento adiabático se produce a entalpía constante (sigue la flecha de color azul claro). El proceso de enfriamiento adiabático se produce, por ejemplo, en una torre de enfriamiento. En estos equipos el aire se pone en contacto con una corriente de agua, parte de esa corriente de agua se evapora, de tal manera que el calor latente asociado al cambio de fase se invierte en enfriar el aire.

En *Design Builder*, si la instalación planteada no dispone de una unidad de enfriamiento adiabático no se permite utilizar el control por entalpía, ya que si se utilizase sería perjudicial desde un punto de vista energético respecto a emplear el control de temperatura. Entonces, si no se plantea en la instalación un equipo que puede operar con enfriamiento adiabático y

la simulación se configura con control de entalpía, el programa resuelve la simulación con control de temperatura.

En este caso no se contempla que la instalación disponga de equipos de enfriamiento adiabático. Además, en climas como el de Valladolid se suele utilizar el control por temperatura. Por tanto, en esta simulación (y en las posteriores) se utilizará el control por temperatura.

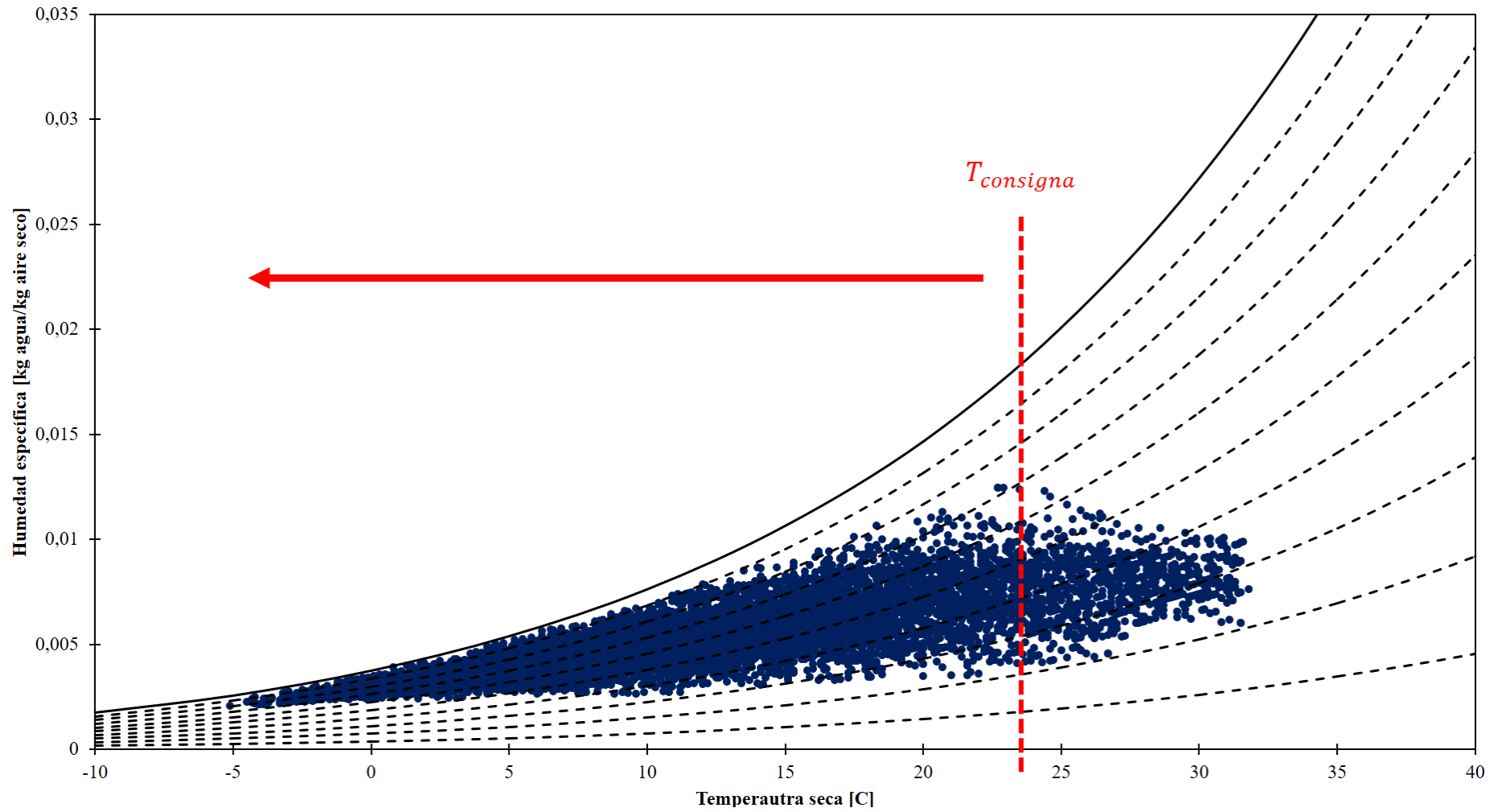


Figura V. 25. Zona de operación en enfriamiento gratuito controlado por temperatura

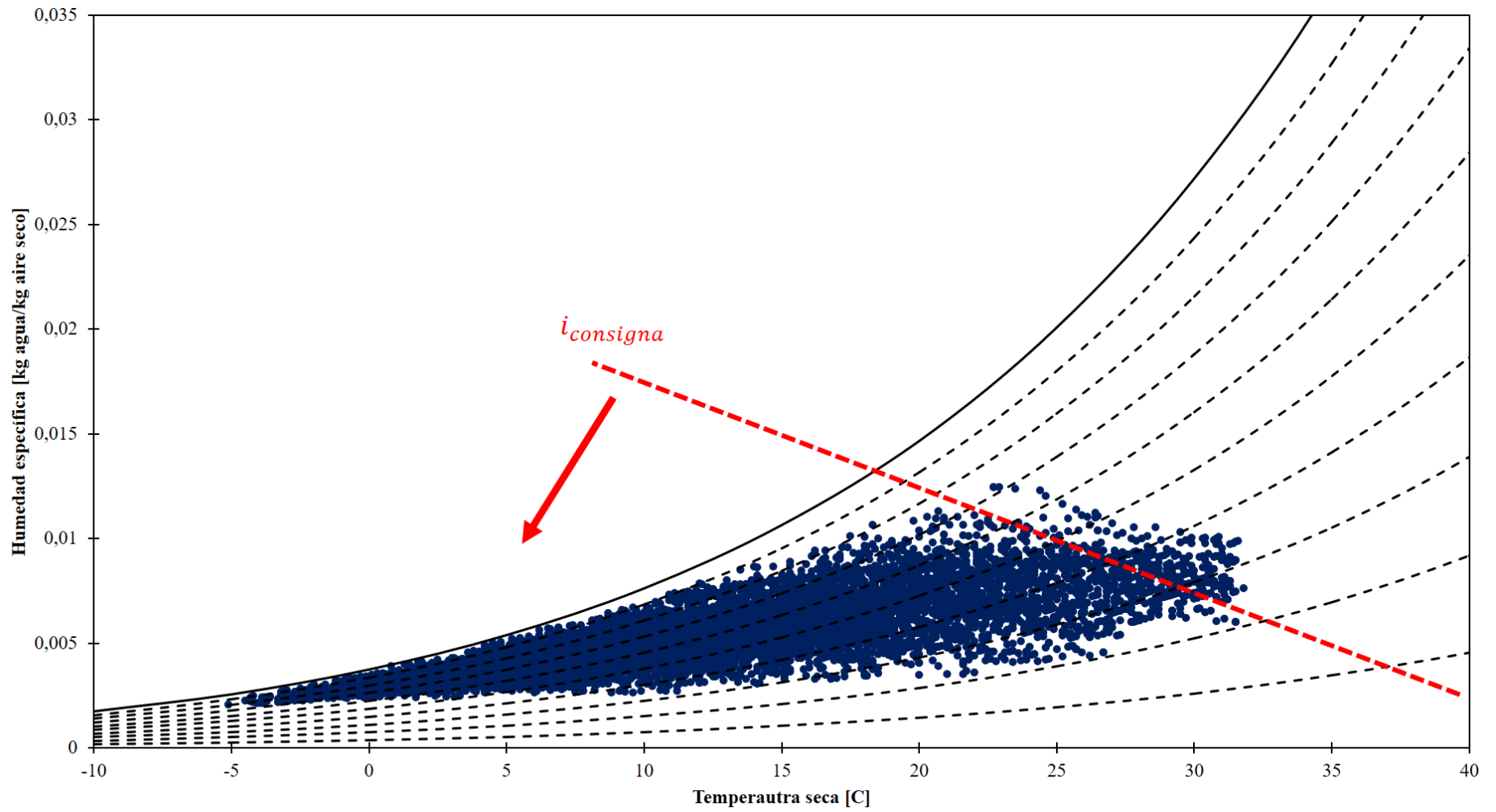


Figura V. 26. Zona de operación en enfriamiento gratuito controlado por entalpía

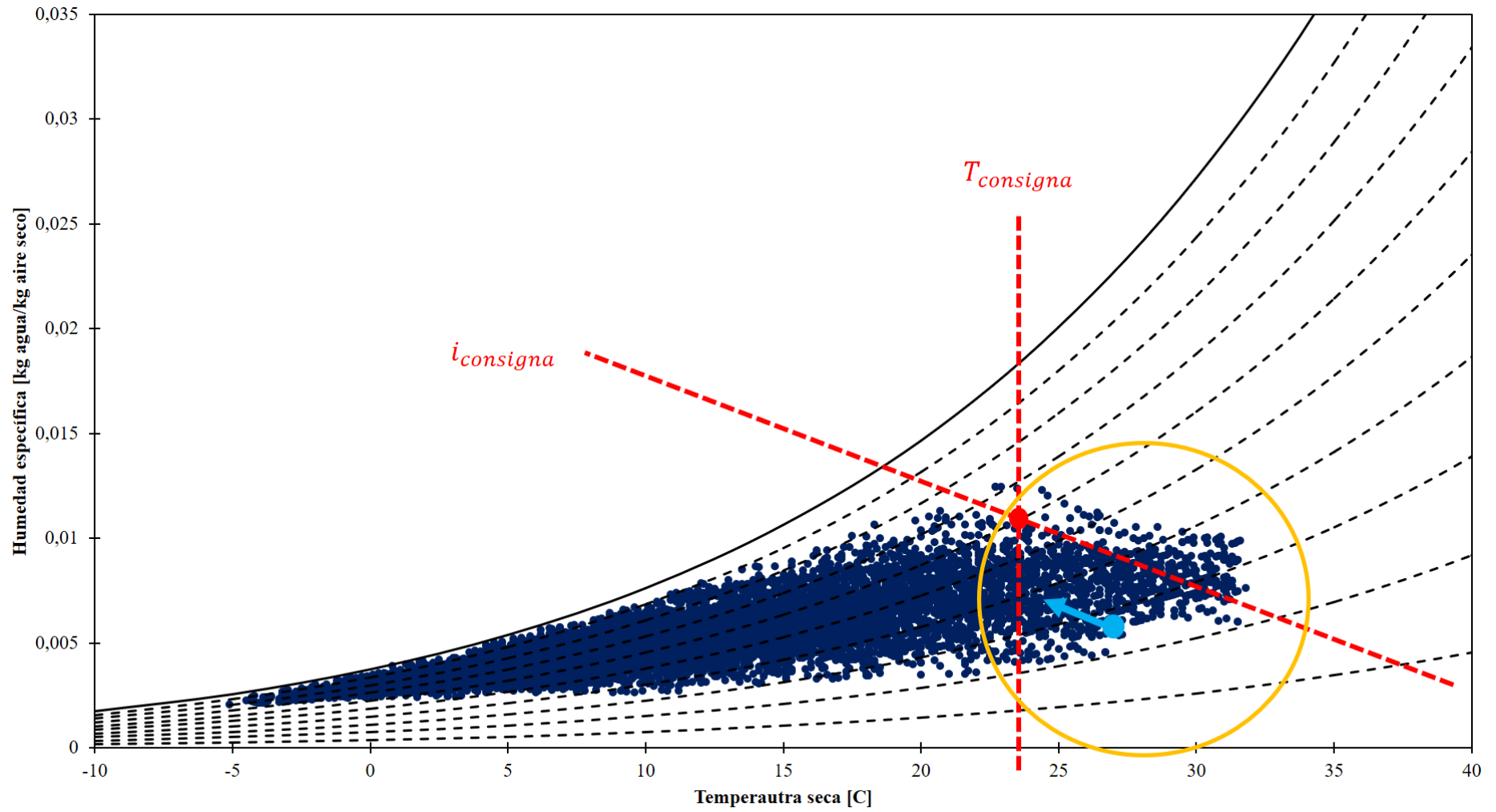


Figura V. 27. Zona problemática si se opera con control de entalpía y la instalación no dispone de un sistema de enfriamiento adiabático

V.5.2. Resultados

En la figura V.28 se muestra una comparativa de la demanda de refrigeración. Respecto al caso de referencia. La demanda de refrigeración aumenta sensiblemente al introducir la ventilación. El aumento de la demanda en refrigeración no es tan notorio como en el caso de calefacción debido a que solo se refrigeran cuatro estancias mientras que la calefacción se aplica a todo el edificio. El efecto del recuperador, respecto al caso de solo ventilación, es irrelevante en lo que a demanda de refrigeración se refiere. No obstante, el introducir enfriamiento gratuito se aprecia una notable bajada de la demanda de refrigeración.

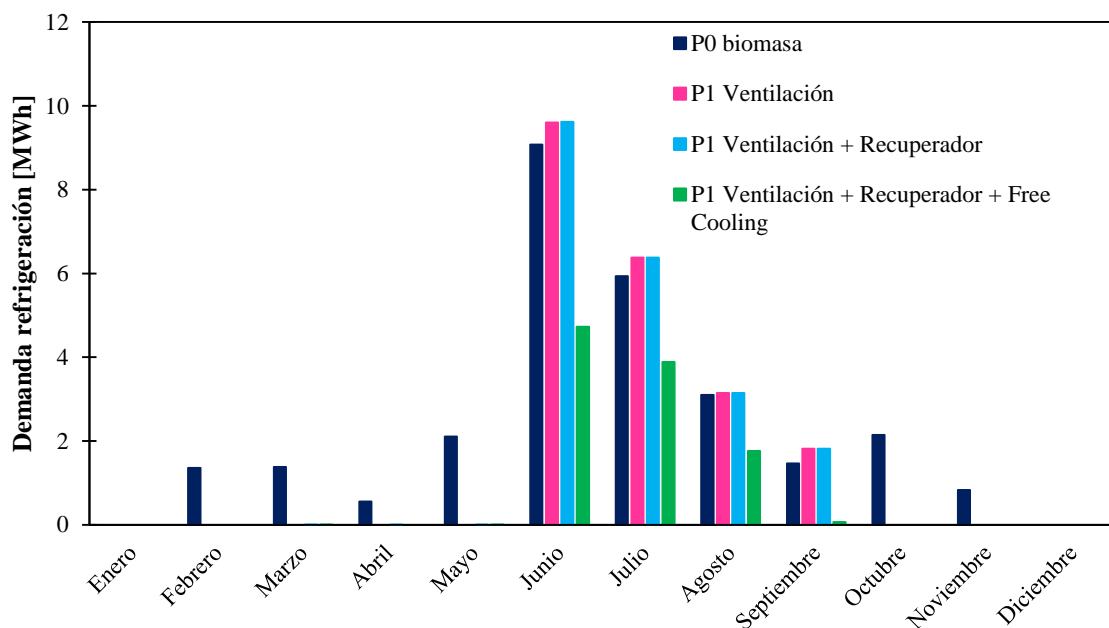


Figura V. 28. Comparativa de la demanda de refrigeración. Efecto del enfriamiento gratuito

Para cuantificar el ahorro de la demanda de refrigeración se emplea la figura V.29. Desde un punto de vista de consumo térmico asociado a refrigeración, el enfriamiento gratuito supone un ahorro superior al 50 % respecto al caso P1 con ventilación, recuperador y sin enfriamiento gratuito. Los ahorros eléctricos que se obtengan asociados enfriamiento gratuito dependen del COP estacional de la bomba de calor. En función del COP se puede observar que se obtienen ahorros de entre 2 y 3,3 MWh aproximadamente en el mes de junio, entre 1 y 1,7 MWh en el mes de julio, entre 0,6 y 0,9 MWh en el mes de agosto y, finalmente, entre 0,7 y 1,17 MWh en el mes de septiembre. Nótese que estos ahorros dependen de los horarios de ocupación (de las vacaciones de verano) del edificio.

Cabe destacar que, para un ahorro de energía térmica fija, a medida que se aumenta el COP, el ahorro disminuye. Esto es así porque si hubiera que generar la energía que se ahorra, con la bomba de calor de mejor COP supone menos energía eléctrica.

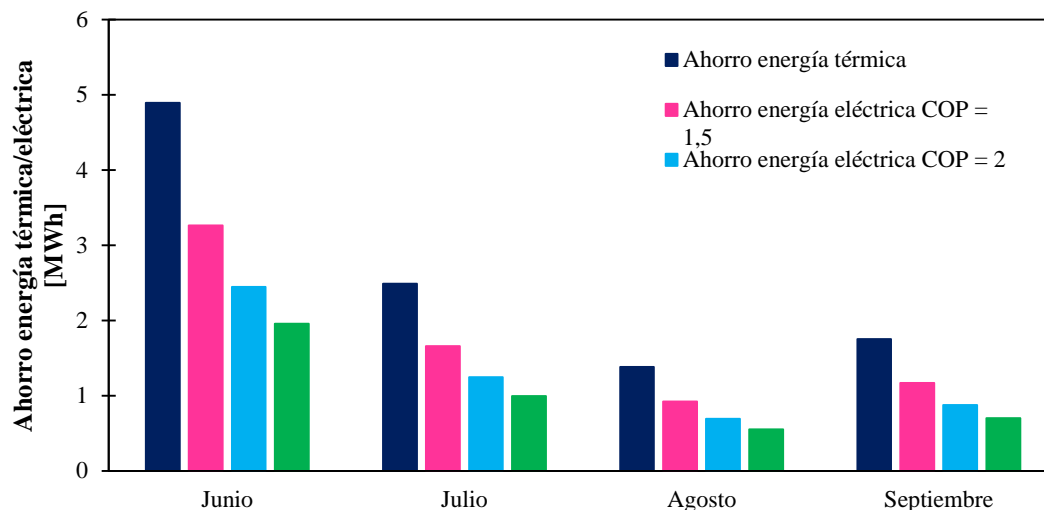


Figura V. 29. Ahorro térmico y eléctrico asociado al enfriamiento gratuito en los meses de verano

En la figura V.30 se muestran los ahorros de emisiones de dióxido de carbono asociados al enfriamiento gratuito en función del COP de la bomba de calor. Se pueden llegar a evitar 2,3 toneladas de dióxido de carbono anuales asociadas al funcionamiento del enfriamiento gratuito (considerando un COP estacional de 1,5). Nótese que, cuanto peor funciona la bomba de calor, más se percibe el ahorro de emisiones.

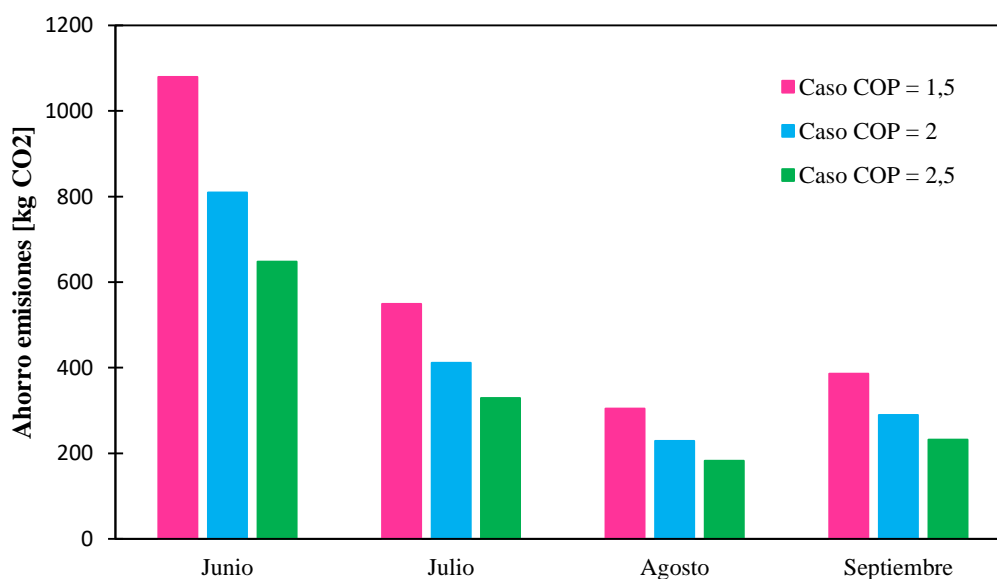


Figura V. 30. Ahorro de emisiones asociado al enfriamiento gratuito en los meses de verano

V.6. Casos P3 y P4

V.6.1. Consideraciones iniciales

Los casos P3 y P4 se unifican en el mismo análisis. Estos casos consisten en estudios que representan una mejora en la instalación de iluminación. El caso P3 implica actualizar el VEEI con los fluorescentes existentes en el caso de referencia para cumplir las exigencias del HE3. El caso P4 contempla cambiar las luminarias de fluorescente a tipo led. Desde un punto de vista de simulación este cambio se considera dividiendo el VEEI entre 3,6 para todas las estancias del caso P3 al caso P4. Esto equivale a considerar que el led tiene una eficacia luminosa 3,6 veces superior al fluorescente.

V.6.2. Resultados

En la figura V.31 se muestra la demanda de iluminación del caso P3 y P4 respecto al caso de referencia. Se puede concluir que tener una instalación de fluorescentes que cumpla los requisitos de HE3 supone un ahorro de la demanda de iluminación del 57,82 % de la demanda anual. Por otro lado, si se instalan luminarias tipo led, se obtiene un ahorro respecto el caso de referencia del 87,97 % de la demanda anual.

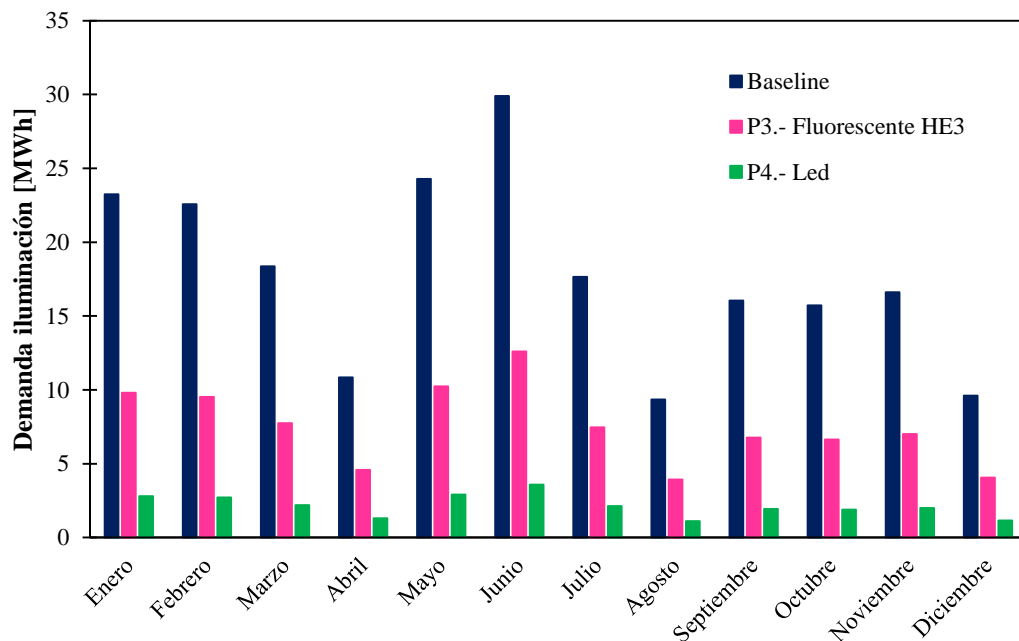


Figura V. 31. Demanda de iluminación del caso P3 y P4 comparadas con el caso de referencia

Nótese que la comparativa más realista en cuanto a consumos, sería compara el caso P3 y el caso P4. El ahorro en ese hipotético caso es del 71,5 % de la demanda anual.

En la figura V.32 se muestran las emisiones de dióxido de carbono del caso de referencia y el ahorro de los escenarios P3 y P4 respecto del caso de referencia. Actualmente se emiten 70,9 toneladas de dióxido de carbono asociadas al consumo eléctrico de iluminación. Con tecnología led, para el mismo consumo de iluminación se emitirían 8,5 toneladas de dióxido de carbono.

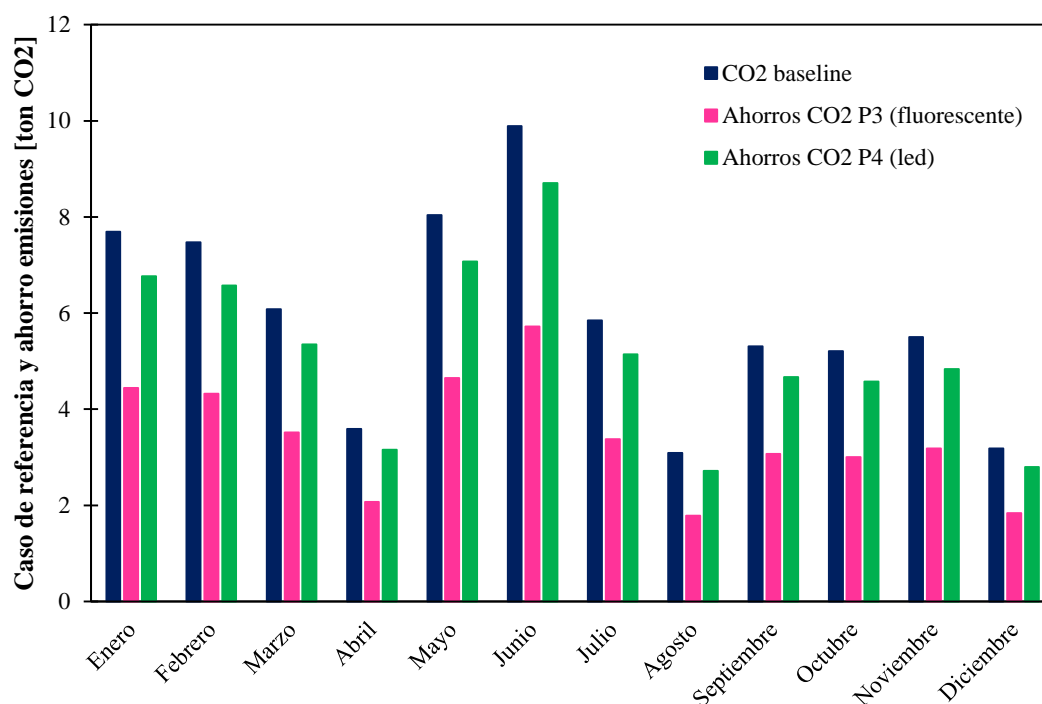


Figura V. 32. Emisiones de dióxido de carbono del caso de referencia y ahorro de los escenarios P3 y P4 respecto al caso de referencia

V.7. Caso P5 y P6

V.7.1. Consideraciones iniciales

En los casos P5 y P6 se considera generación por fotovoltaica. El documento básico HE de ahorro de energía se contemplan las siguientes expresiones para el cálculo de la potencia instalada mínima y máxima permita de generación de fotovoltaica en edificios.

$$P_{min} = 0,01 \cdot S \quad (E - V. 2)$$

$$P_{lim} = 0,05 \cdot S_c \quad (E - V. 3)$$

Donde:

- P_{min} : potencia mínima a instalar, [kW].
- S : superficie construida del edificio, [m^2].
- P_{lim} : potencia límite a instalar, [kW].
- S_c : superficie construida de cubierta del edificio, [m^2]

Si se aplica la ecuación (E – V. 2) y se obtiene un número inferior a 30 kW, se considerarán 30 kW. Por otro lado, si se aplica la ecuación (E – V. 3) y se obtiene un número mayor a 100 kW, se considerarán 100 kW. Es decir, la potencia instalada en generación fotovoltaica no puede ser inferior a 30 kW ni superior a 100 kW.

Si se consideran valores de $S = 4.268,93 m^2$ y $S_c = 2.460,87 m^2$ se obtienen unos valores de:

$$P_{min} \approx 43 kW$$

$$P_{lim} \approx 123 kW \rightarrow P_{lim} = 100 kW$$

Por tanto, la diferencia entre el caso P5 y P6 estriba en la potencia instalada de generación fotovoltaica. Para el caso P5 se considera una potencia instalada de 43 kW y para el caso P6 de 100 kW.

Para hacer el cálculo de la generación fotovoltaica se parte de la irradiación incidente sobre la superficie horizontal para el año meteorológico tipo o partiendo de los datos del archivo climático de *Design Builder*. En este caso se considera el archivo climático de *Design Builder* para ser consistente con los resultados.

Sin embargo, la irradiación incidente sobre la superficie del panel es mayor que la irradiación incidente sobre la superficie horizontal siempre que el panel se incline el ángulo adecuado. Una estimación de la inclinación óptima del panel viene dada por la ecuación (E – V. 4).

$$\beta_{opt} = 3.7 + 0.69|\phi| \quad (E - V. 4)$$

Donde:

- β_{opt} : ángulo óptimo de inclinación del panel respecto de la horizontal.
- Φ : latitud donde se ubica la instalación.

Para la latitud de Valladolid, $41,65^\circ$, la inclinación óptima del panel es de $32,43^\circ$.

Por tanto, si el panel no se encuentra en posición horizontal la irradiación horizontal debe ser corregida para tener en cuenta la irradiación que verdaderamente incide sobre el panel. Se trata de un problema de trigonometría que se muestra en la figura V.33.

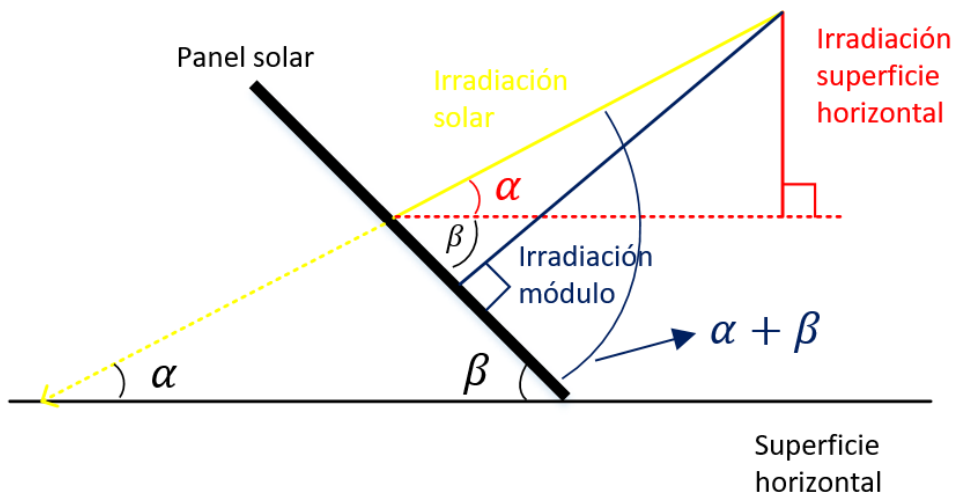


Figura V. 33. Componentes de irradiación sobre el panel

De la figura V.33 se deduce la ecuación (E – V. 5).

$$I_{\text{módulo}} = I_{\text{horizontal}} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(\alpha)} \quad (E - V. 5)$$

Si se reagrupa la ecuación anterior se obtiene la ecuación (E – V. 6).

$$f = \frac{I_{\text{módulo}}}{I_{\text{horizontal}}} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(\alpha)} \quad (E - V. 6)$$

Donde f es el factor por el que hay que multiplicar la irradiación sobre la superficie horizontal para obtener la irradiación corregida, es decir, la irradiación global que incide sobre el módulo. Nótese que f siempre debe ser un valor superior a la unidad. Para calcular dicho factor todo es conocido a excepción de α , siendo α el ángulo de incidencia. Este ángulo se puede estimar mediante la ecuación (E – V. 7).

$$\alpha = 90 - \phi + 23.45 \cdot a \quad (E - V. 7)$$

Donde a se calcula mediante la ecuación (E - V.8)

$$a = \sin \left[\frac{360}{365} \cdot (284 + d) \right] \quad (E - V.7)$$

Donde d hace referencia al día del año que para el que se esté calculando la irradiación.

En la figura V.34 se muestra la irradiación sobre la superficie horizontal. En la figura V.35 se muestra la radiación corregida sobre la superficie del panel siguiendo el procedimiento descrito anteriormente.

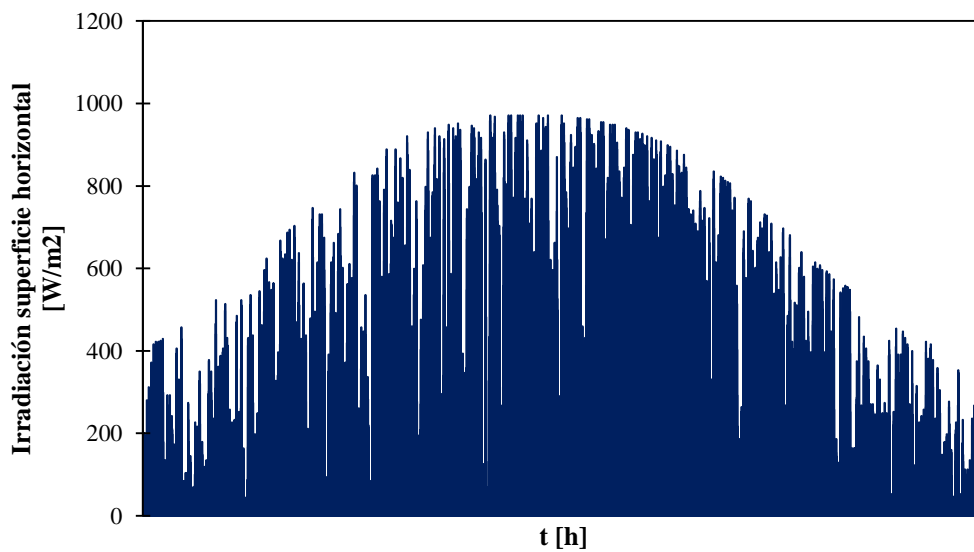


Figura V. 34. Irradiación sobre la superficie horizontal

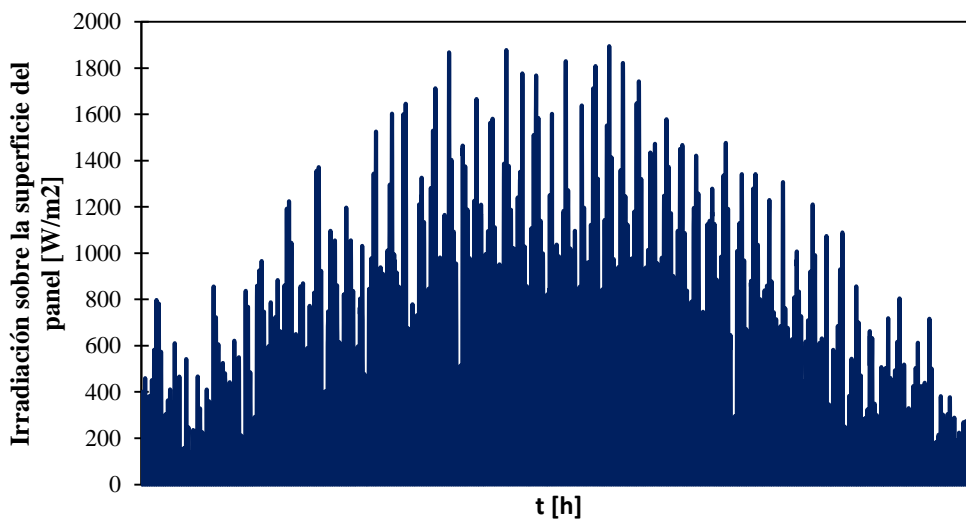


Figura V. 35. Irradiación sobre la superficie del panel

Nótese que las gráficas V.34 y V.35 muestran los valores para todas las horas del año (sin tener en cuenta ocupación). Si se establece un rendimiento de generación del panel, en este caso del 20 %, se obtiene la generación eléctrica asociada al panel por unidad de superficie. Esta gráfica tampoco tiene en cuenta la ocupación.

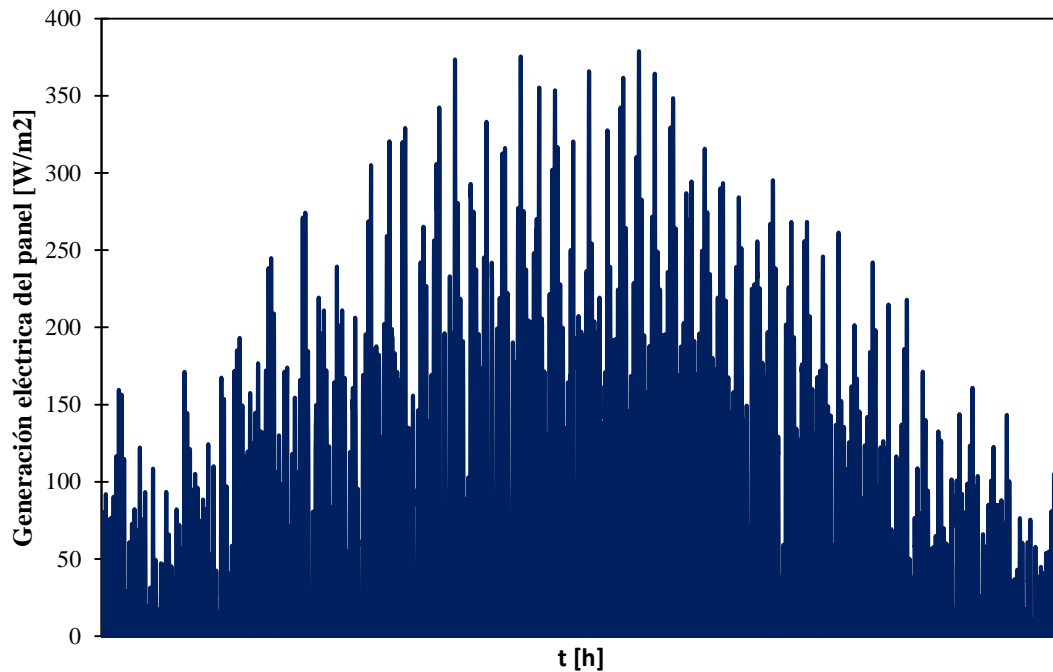


Figura V. 36. Potencia de generación del panel por unidad de superficie para todas las horas del año

Si se selecciona el panel de la marca WINAICO de la tabla III.14 se tienen unas características de:

$$S_p = 1,82 \text{ m}^2$$

$$P_n = 370 \text{ W}$$

Donde:

- S_p : superficie del panel, [m^2].
- P_n : potencia nominal o máxima que desarrolla el panel, [W].

Con estas características, para los escenarios P5 y P6 se tienen unas superficie de instalación de paneles de $211,4 \text{ m}^2$ y $491,6 \text{ m}^2$ para cumplir las potencias instaladas que dicta el CTE calculadas anteriormente. Con estos resultados y teniendo en cuenta la ocupación se calcula

la generación horaria del panel. La generación horaria del panel se muestra para los casos P5 y P6 en las figuras V.37 y V.38 respectivamente.

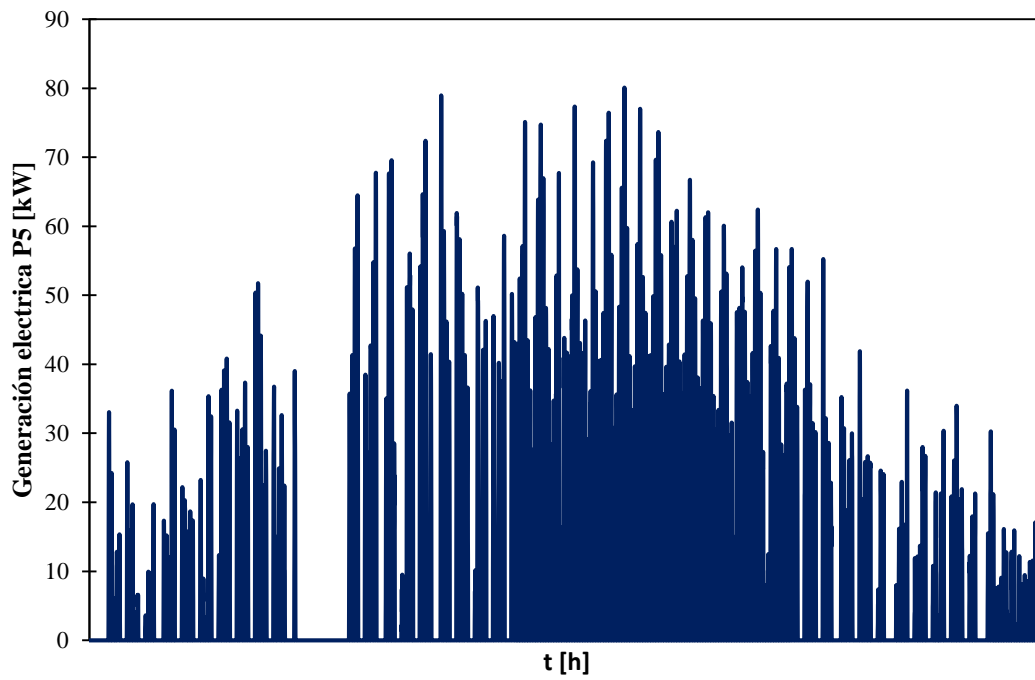


Figura V. 37. Generación eléctrica horario para el caso P5

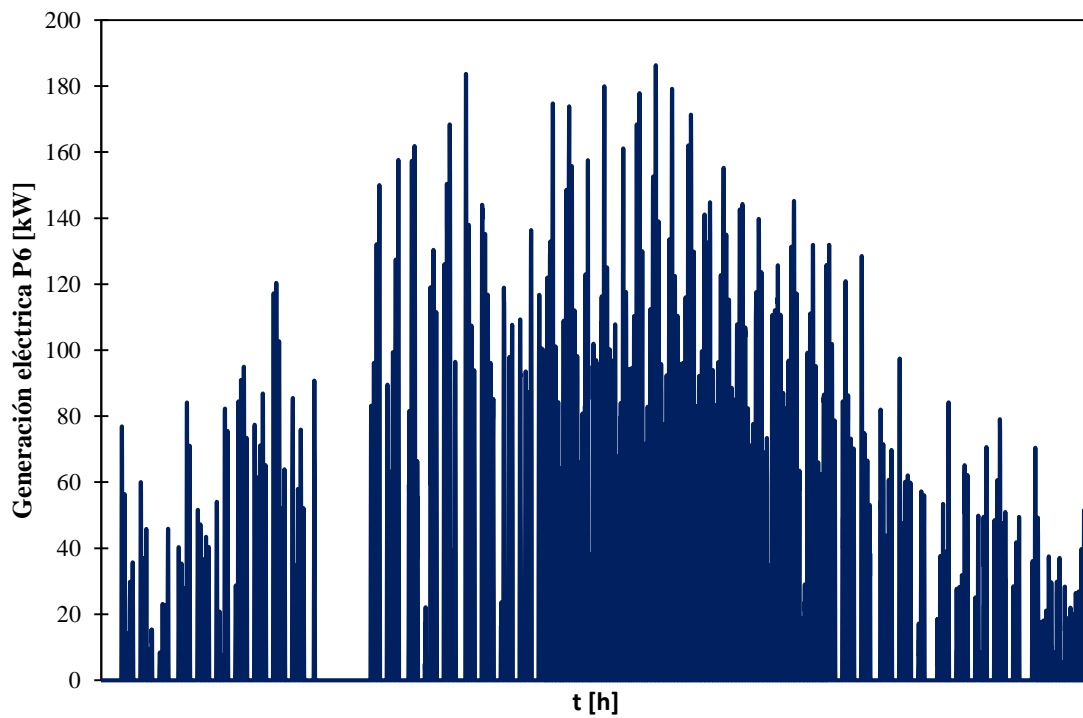


Figura V. 38. Generación eléctrica horario para el caso P6

Finalmente, en la figura V.39 se muestra la generación de energía en una curva acumulada para ambos escenarios. Finalmente, en la figura V.40 se muestra la generación mensual en cada uno de los escenarios.

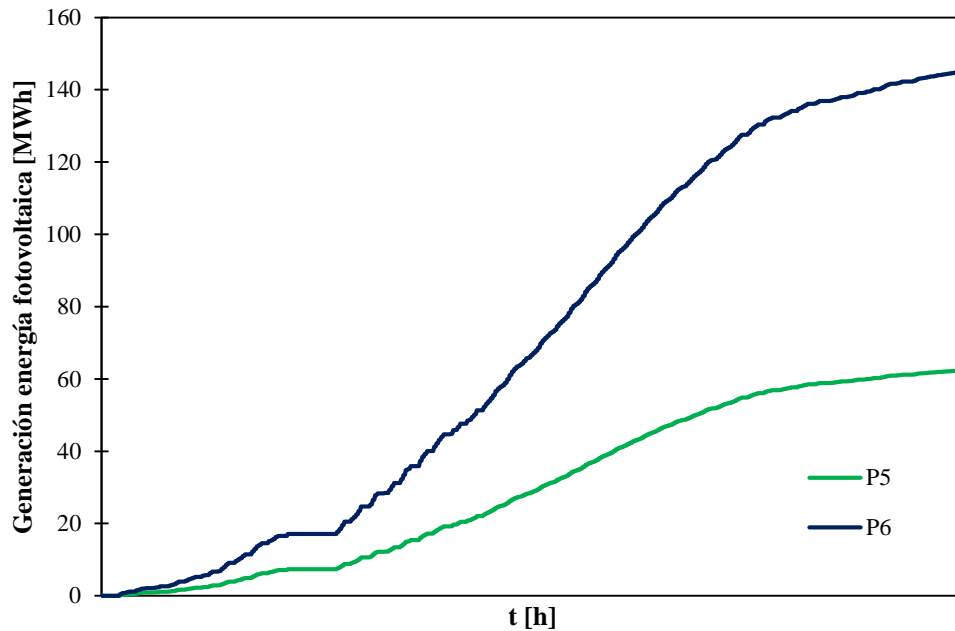


Figura V. 39. Curva de generación de energía fotovoltaica acumulada

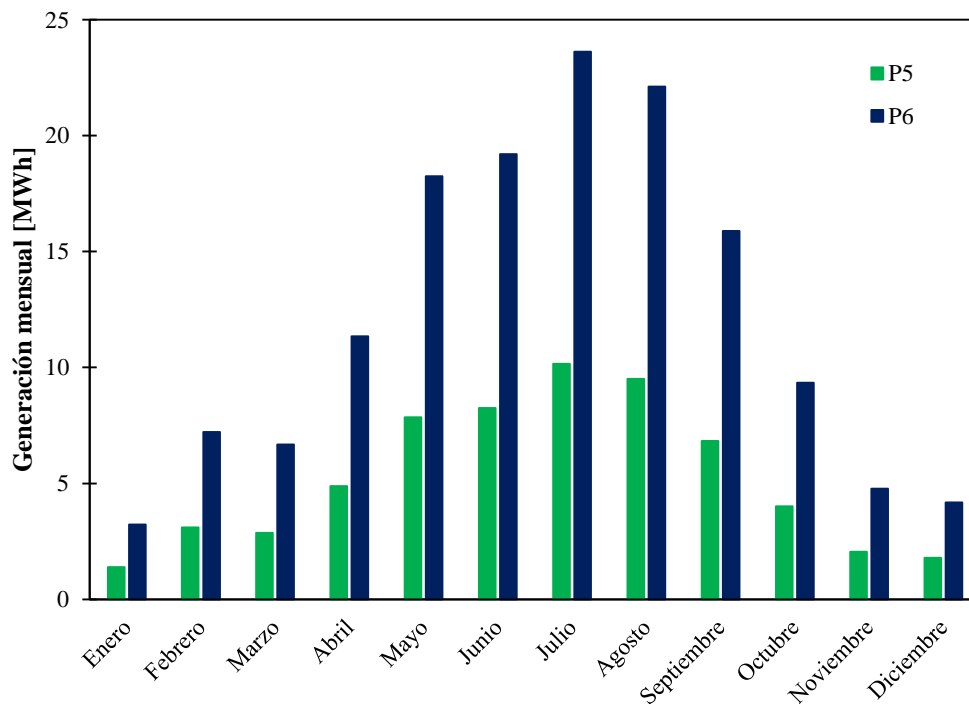


Figura V. 40. Generaciones mensuales de energía fotovoltaica

V.7.2. Resultados

Nótese que en el apartado anterior se desarrolla la generación de la instalación fotovoltaica considerando la ocupación del edificio. En este apartado, para analizar su impacto, se comparan consumos de energía de la red en ambos casos, P5 y P6, respecto al caso de referencia. Esta comparativa se muestra en la figura V.41. En el escenario P5 se ahorra un total de energía de red anual de 40,03 MWh (el 14,82 % de la demanda eléctrica total del caso de referencia). En el escenario P6 se ahorra un total de energía de red anual de 89 MWh (el 32,94 % de la demanda eléctrica total anual del caso de referencia). El ahorro de emisiones para el escenario P5 es de 13,25 toneladas de dióxido de carbono y para P6 de 29,45 toneladas de dióxido de carbono.

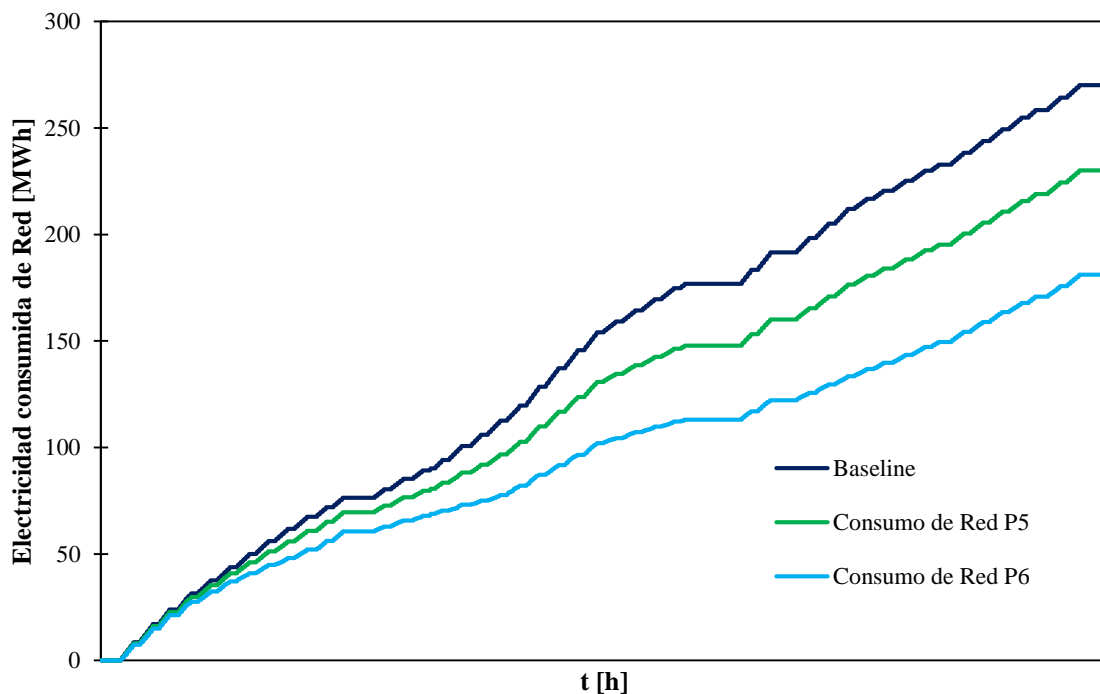


Figura V. 41. Comparativa de energía eléctrica de red consumida en los escenarios P5 y P6 respecto al caso de referencia

V.8. Casos P7 y P8

V.8.1. Consideraciones iniciales

Para el caso P7, se analizan simultáneamente los escenarios P1+P3+P5. Es decir, se incluye ventilación mecánica y recuperador de calor (pero no enfriamiento gratuito). Se considera

una instalación de fluorescentes que cumple HE3 y se considera generación fotovoltaica con la mínima potencia de instalación que exige CTE HE5.

Para el caso P8, se analizan simultáneamente los escenarios P2+P4+P6. Es decir, se incluye ventilación mecánica, recuperador de calor y enfriamiento gratuito. Se considera una instalación de leds y se considera generación fotovoltaica con la máxima potencia de instalación que permite CTE HE5.

V.8.2. Resultados

En la figura V.42 se muestra una comparativa del consumo de energía primaria (biomasa) entre los casos P7 y P8 respecto al caso de referencia. La tendencia en ambos casos es la misma. Se puede concluir que los consumos de energía primaria (calefacción) han aumentado tanto en P7 como en P8. Este efecto es más notorio en los meses de bajo consumo térmico. La justificación es que se ha mejorado tanto la instalación de iluminación, que apenas introduce una carga interna (recuérdese que toda la energía demandada en iluminación se termina disipando en energía térmica y calienta el edificio, al haberse optimizado la instalación de iluminación esa contribución para calentar el edificio ya no existe). La consecuencia de esto es que la carga interna que ya no introduce la iluminación tiene que ser compensada calentando con biomasa.

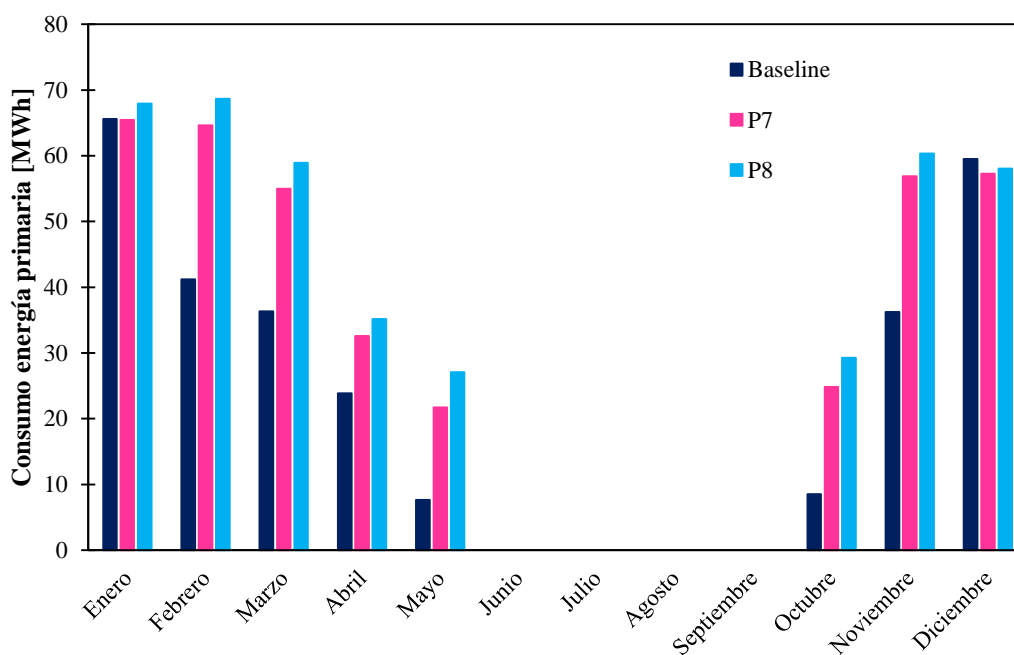


Figura V. 42. Comparativa del consumo de energía primaria entre los casos P7 y P8 con el caso de referencia

La diferencia de consumo de energía primaria entre el caso de referencia y los casos P7 y P8 se hace más notoria en los meses de bajo consumo por el efecto combinado de dos sucesos. En primer lugar, cuanto más calefacción se demanda más energía térmica se consume y por tanto, la carga de iluminación (que no depende de la climatología) pasa a ser una contribución menor. En segundo lugar, en los meses de bajo consumo térmico se acentúan las diferencias porque al ser meses de más luz natural la iluminación funciona menos que en meses como enero y diciembre, ese déficit de funcionamiento también lo debe solventar el suministro de biomasa.

En relación con lo anterior, el ahorro se encuentra en el consumo eléctrico. En la figura V.43 se muestra el consumo eléctrico de red. La diferencia esencial entre P7 y P8 se justifica con el cambio de fluorescentes por led y en la mayor potencia instalada de generación fotovoltaica (el ahorro eléctrico asociado al enfriamiento gratuito es irrisorio en comparación ya que afecta únicamente a cuatro estancias del edificio).

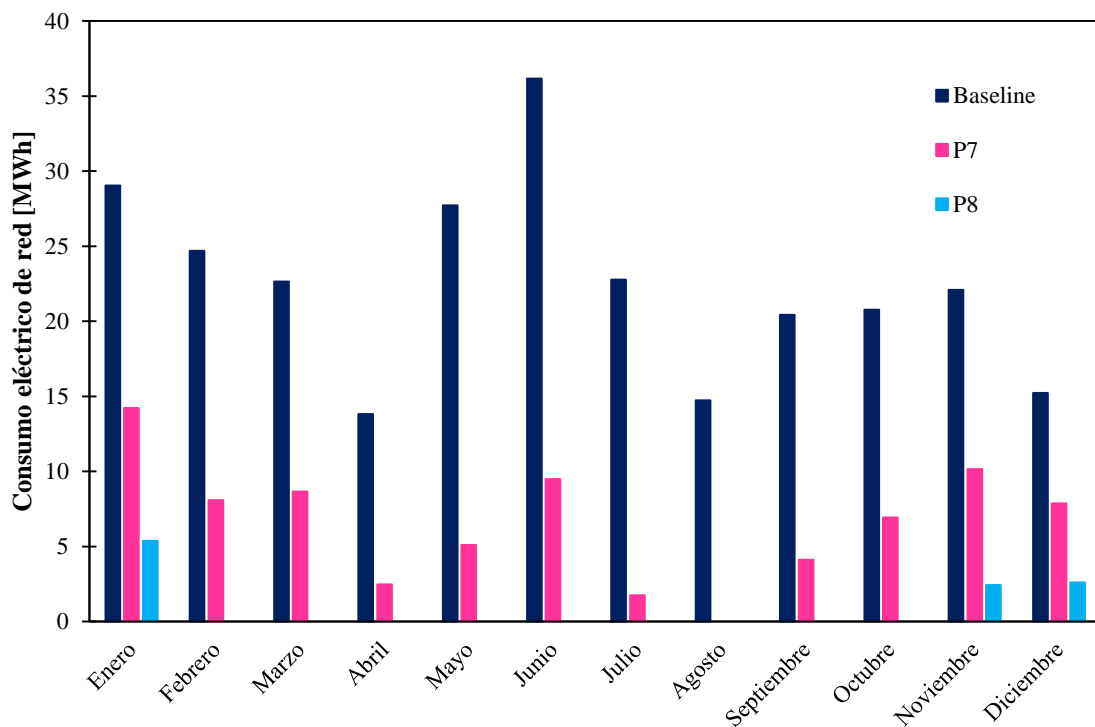


Figura V. 43. Comparativa de consumo eléctrico de red entre los casos P7 y P8 y el caso de referencia

Finalmente, en la figura se muestran las emisiones de dióxido de carbono, Nótese que el ahorro en emisiones viene dado por el ahorro en consumo eléctrico ya que el aumento de la biomasa ha aumentado del caso de referencia a los casos P7 y P8 (aunque las emisiones

asociadas a la biomasa son muy bajas debido a que tiene asociado un balance de dióxido de carbono casi neutro).

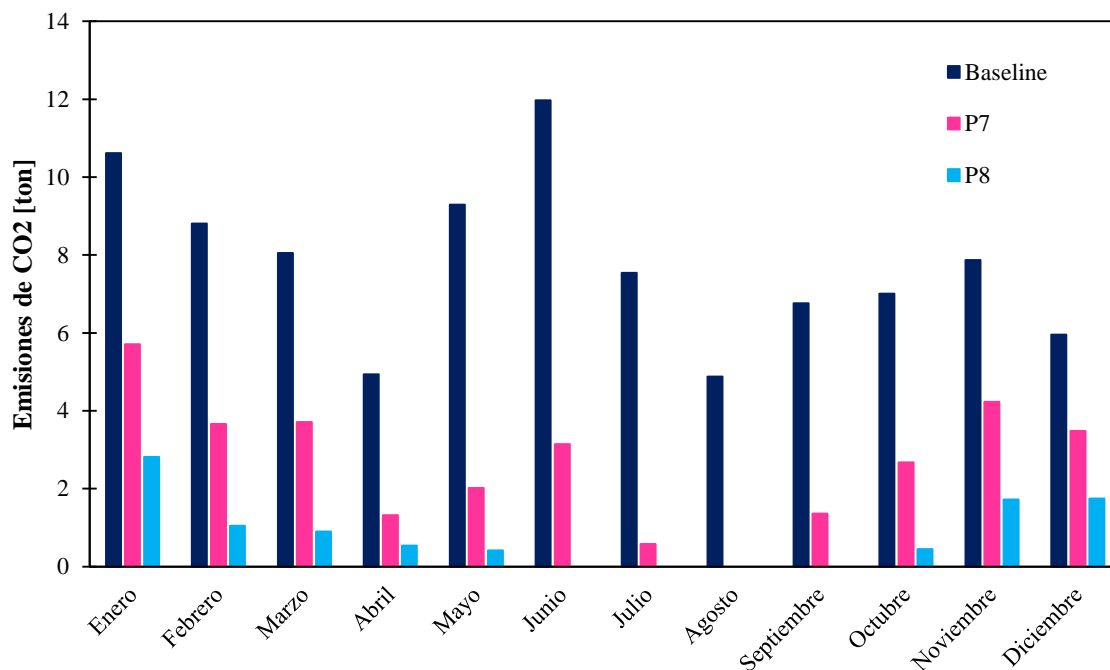


Figura V. 44. Comparativa de emisiones de dióxido de carbono entre los casos P7 y P8 respecto al caso de referencia

Para concluir se comentan los resultados de demandas anuales. El consumo de energía primaria en biomasa del caso de referencia es de 278,97 MWh respecto al consumo de 378,39 MWh en el caso P7 (un aumento del 35,64 %) y respecto al consumo del caso P8 de 405,46 MWh (un aumento del 45,34 %).

Respecto a los consumos eléctricos, se tiene un consumo de red de 270,13 MWh en el caso de referencia respecto a los 141,04 MWh del caso P7 (un ahorro del 47,79 %) y respecto a los 73,63 MWh del caso P8 (un ahorro del 72,74 %).

Finalmente, para las emisiones de dióxido de carbono, en el caso de referencia se tienen unas emisiones anuales de 93,68 toneladas, respecto a las 31,91 toneladas emitidas en el caso P7 (un ahorro del 65,94 % de las emisiones) y a las 9,64 toneladas emitidas en el caso P8 (un ahorro del 89,70 % de las emisiones).

VI. Conclusiones

Para poder obtener en el horizonte temporal de 2050 un sistema energético sostenible, competitivo, seguro y descarbonizado, el sector edificios tiene un papel crucial. El 36 % de las emisiones de gases de efecto invernadero y el 40 % del consumo de energía final en la UE derivan de este sector. Además, el 70 % de los edificios que serán utilizados en el año 2050 ya están construidos. Por ello, la intervención sobre edificios ya existentes es crucial en este contexto.

Poder analizar el impacto de posibles intervenciones y escenarios es esencial a la hora de evaluar la viabilidad de las diferentes alternativas. Para ello, es necesario el uso de software de simulación. En este proyecto se emplea *Design Builder*.

Una línea de actuación en este campo es la integración de fuentes de energía renovables. Las más habituales son la energía solar (tanto fotovoltaica como térmica), energía geotérmica (con bomba de calor u otras disposiciones como pozos canadienses). Recientemente se está planteando la integración de minieólica en edificios. En este trabajo se analiza el efecto de energía fotovoltaica y su efecto en función de la potencia instalada. En esta línea se pueden plantear líneas de futuro interesantes donde se pueda hacer el suministro energético del edificio con fuentes de energía alternativas (hidrógeno, biocombustibles, etc.) empleando tecnologías de microgeneración en edificios (motores de combustión interna alternativos, pilas de combustible, etc.).

Aunque este trabajo se enfoca en el contexto de ahorro energético e impacto medioambiental, hacer análisis económicos de las diferentes alternativas es imperativo para demostrar su viabilidad. Normalmente, la mejora de instalaciones viene acompañada de actuaciones sobre la envolvente ya que el ahorro en OPEX asociado al ahorro energético por limitar la demanda sirve para amortizar el CAPEX de intervenir el edificio y mejorar las instalaciones.

Cuando se trabaja con edificios construidos, especialmente si se construyeron hace varias décadas, es habitual que la información constructiva disponible sea escasa o inexistente. Esta información debería aparecer de forma muy detallada en la memoria de proyecto, tal y como ocurre en proyectos de nueva construcción. Un ejemplo de esto es facilitar información detallada de la composición de la envolvente. No conocer la solución constructiva adquirida para la envolvente supone desconocer la transmitancia térmica, un parámetro imprescindible en el desarrollo del modelo. Esta situación hace que sea necesario la toma de medidas experimentales y su comparación con fuentes bibliográficas para poder establecer un valor

consistente. Se concluye que, las medidas experimentales pueden proporcionar un valor aproximado, pero están sujetas a muchas incertidumbres que dependen de parámetros no controlables como: la inercia del cerramiento, la incidencia de radiación en sondas de temperatura, el salto térmico a ambos lados del cerramiento. Se intenta minimizar la incertidumbre de estas medidas experimentales midiendo durante periodos de tiempo largos, poniendo la calefacción en el espacio interior del cerramiento, utilizando grasa térmica entre el termoflujómetro y el cerramiento para disminuir la resistencia a la transmisión de calor y no afectar a la medida, etc. Finalmente se emplean valores deducidos a partir de CTE, sin embargo, las medidas sirven para tomar una decisión mejor fundamentada.

Para poder hacer simulaciones en *Design Builder* (y en este tipo de software en general) se requiere de un archivo climático que recoja los valores de una serie de variables para cada hora del año. Es habitual tener consumos de varios años de un edificio, pero no tener la información meteorológica necesaria para introducir en *Design Builder*. Por ello, es importante desarrollar una metodología que represente el comportamiento del edificio a largo plazo y que permita calcular el consumo de un edificio para cualquier climatología. Con esta herramienta, se puede calcular el consumo del edificio para un año que coincida con el año del que *Design Builder* dispone datos (TMY o similar). Esta metodología permite calcular un consumo de referencia, considerando la influencia de varios años, que permite validar el modelo.

Aunque se disponga de datos de una estación meteorológica para el mismo año del que se tienen consumos seguir aplicando la metodología anterior es útil ya que el año estudiado puede ser un año atípico que no represente fielmente el comportamiento del edificio: un año especialmente fresco o caluroso, un año donde el uso del edificio no ha sido el habitual, etc. Esta metodología permite caracterizar el comportamiento del edificio a largo plazo (si se disponen de medidas para ello) aportando mayor fiabilidad al modelo.

Otra ventaja de esta metodología es que es universal ya que relaciona consumo con climatología (grados día). Además, es válida tanto para refrigeración como para calefacción y no depende del software de simulación empleado (se trata de un cálculo adicional).

Si se parte de poca información, validar el modelo puede derivar en un proceso iterativo donde se cambian el valor de n variables hasta que los consumos de las simulaciones y los medidos coinciden. Estas variables deben tener influencia sobre la demanda, es decir, si se ven modificadas la demanda debe modificarse también. Suele ser útil combinar variables

muy sensibles (un pequeño cambio en la variable de iteración supone un gran cambio en la demanda) con variables poco sensibles (un pequeño cambio en la variable de iteración supone un pequeño cambio en la demanda) para validar el modelo. Un ejemplo de una variable muy sensible es el número de renovaciones.

La ventilación mecánica, sin sistemas de recuperación sensible, aumenta el consumo de energía primaria del edificio destinado a calefacción y, por ende, el número de emisiones de dióxido de carbono.

El modelado de los diferentes casos de estudio permite obtener conclusiones sobre el edificio del Aulario Esgueva. Aunque las tendencias obtenidas se pueden extrapolar a un gran número de edificios de diferente ámbito, los valores citados a continuación son objeto de los estudios realizados en este trabajo.

Introducir un recuperador de calor permite una recuperación de un 33.78 % de la energía primaria respecto al caso de introducir ventilación mecánica sin recuperador

El enfriamiento gratuito supone un ahorro de la demanda de frío superior al 50 %. El consumo eléctrico asociado a esta energía térmica depende del COP estacional de la bomba de calor, no obstante, se puede afirmar que se recuperan entre 0,6-3,3 MWh mensuales (en los meses de demanda de frío). Con un COP estacional favorable, el ahorro puede ser de 2,3 toneladas de dióxido de carbono.

Sustituir la instalación de iluminación de fluorescentes por leds supone un ahorro energético del 71,5 % del consumo de red. Un edificio como el que se aborda en este trabajo en la actualidad emite 70,9 toneladas de dióxido de carbono asociadas a la iluminación mientras que el mismo edificio con una instalación de led emite 8,5 toneladas de dióxido de carbono aproximadamente.

La generación de energía fotovoltaica depende, entre otros factores, de la potencia instalada. Si se instala la máxima potencia que permite el CTE se alcanzan ahorros de 89 MWh (el 32,94 % de la demanda eléctrica total anual del estado actual del edificio) y se evitan 29,45 toneladas de emisiones de dióxido de carbono.

Finalmente, al proponer permutaciones de los casos anteriores se obtienen consumos eléctricos muy inferiores al estado actual (incluso de un 72,74 % menos). Esta disminución de algunas cargas, como las de iluminación hace que disminuyan las cargas internas del edificio. Esa disminución de cargas internas debe ser compensada por la instalación de

calefacción. Por ello se produce un aumento de consumo de energía primaria de hasta un 45,34 % respecto al caso de referencia. Desde un punto de vista de emisiones, el balance es positivo, es mucho más relevante el impacto de reducir el consumo eléctrico que el de aumentar el térmico pudiéndose alcanzar un ahorro de emisiones de hasta el 89,70 % respecto al caso actual.

VII. Líneas de Futuro

En este trabajo se proponen dos líneas de futuro muy diferenciadas entre sí. La primera de ellas se concibe como la continuación de este trabajo y consiste en realizar análisis económicos de las alternativas propuestas. Nótese que en este trabajo no se aborda una conceptualización detallada de la instalación: selección y diseño de equipos que la componen, instrumentos, mantenimiento requerido, etc. Estas tareas relacionadas con la conceptualización de la instalación son una etapa intermedia necesaria antes de evaluar la viabilidad económica de la solución planteada.

Cabe destacar que en este trabajo no se abordan intervenciones sobre la envolvente térmica del edificio. Sin embargo, es habitual combinar la modificación de las instalaciones con la mejora de la envolvente térmica. Poner aislamiento adicional en la envolvente térmica reduce la demanda de calefacción, pero suele aumentar la demanda de refrigeración del edificio, por tanto, encontrar una solución óptima no es trivial. Proponer escenarios donde se mejoran las instalaciones y donde se mejora la envolvente térmica de forma simultánea es habitual ya que los ahorros energéticos obtenidos gracias a la intervención sobre la envolvente (reducción del OPEX) permiten amortizar antes la inversión realizada en mejorar las instalaciones y la propia envolvente (CAPEX). Algunos trabajos que se citan a continuación, concretamente los de los autores: Gülten Manioglu et al. [53], Beatriz Rodríguez et al. [72], J. Terés – Zubiaga et al. [73], Ayoub Gounni et al. [74], Jesús Las Heras Casas et al. [75], Luis M. López – Ochoa et al. [75], Omer Kaynakli [76] se corresponden con la primera línea de futuro que se proponer abordar para continuar con este trabajo.

Por otro lado, se concibe una segunda línea de futuro relacionada con el suministro energético del edificio con otras fuentes de energía. Esta línea está orientada a estudiar cómo satisfacer la demanda térmica y eléctrica del edificio con combustibles no convencionales (aunque renovables) como pueden ser: hidrógeno [77], biocombustibles (por ejemplo, obtenidos de residuos lignocelulósicos y maderas, [78], [79], [80]) o incluso residuos o subproductos obtenidos de la industria alimentaria [81], [82], [83], residuos agrícolas [84], gasificación a partir de biomasa, obtención de gases ricos en metano procedentes de plantas residuales, etc. Existen un gran número de posibles combustibles que se pueden emplear en tecnologías poco convencionales que pueden servir para: reducir la dependencia energética del exterior, fomentar el uso de fuentes de energía renovables (aunque poco convencionales), favorecer la revalorización de residuos o subproductos procedentes de sectores muy diversos de la economía del país y, finalmente, impulsar el uso y desarrollo de nuevas tecnologías

como puede ser el uso de pilas de combustible. En este contexto adquiere especial relevancia la microgeneración en edificios.

En relación con lo anterior, una pila de combustible es un dispositivo que transforma un combustible en calor y electricidad, ambos aprovechables, lo que hace que pueda ser un dispositivo adecuado para aplicaciones de cogeneración. Existen dos tecnologías especialmente interesantes de pila de combustible para su aplicación en el sector edificios: la pila PEM (PEM, *polymer electrolyte membrane*) y la pila de óxido sólido (SOFC, *solid oxide fuel cell*). Existen muchas diferencias entre estos tipos de tecnología: el catalizador que emplean, el material del electrolito, el combustible con el que pueden funcionar, los fenómenos de degradación, etc. Desde un punto de vista de su uso en cogeneración la principal diferencia es la temperatura a la que opera la pila y su rendimiento. Respecto a la temperatura de operación de la pila, en tecnología PEM se puede trabajar en rangos comprendidos entre 60 °C – 140 °C orientativamente, dependiendo de si se tiene PEM de baja temperatura o PEM de alta temperatura. En tecnología SOFC se opera a temperaturas desde 500 °C -600 °C hasta 1000 °C, orientativamente. Desde un punto de vista de rendimiento, la tecnología SOFC tiene rendimientos superiores a la pila PEM pero opera peor ante cambios del grado de carga, la pila SOFC es ideal para aplicaciones estacionarias. En cualquier caso, en ambas tecnologías se pueden esperar rendimientos del 35 % - 40 % o superiores. Algunos trabajos orientados en el uso de este tipo de tecnología son los de los autores: Rui Jing et al. [85], Luzhi Tan et al. [86], E.J. Naimaster IV et al. [87], R. Napoli et al. [88]

Para ilustrar que este tipo de tecnologías pueden tener cabida en el suministro energético de edificios como el Aulario Esgueva se muestra la figura VII.1. Estos datos son los resultados de la simulación del estado de referencia del Aulario Esgueva. En la figura VII.1 se muestra la relación de calor/electricidad del edificio, lo que determina el rendimiento eléctrico que debería tener el equipo de cogeneración para abastecer esta demanda. Nótese que este valor de rendimiento es un valor medio mensual, pero es un valor representativo para hacer el razonamiento. Se puede apreciar que, en los meses donde existen demandas conjuntas de calor y electricidad (lo que no ocurre en verano, donde solamente existe demanda de electricidad) los rendimientos que debería tener un equipo de cogeneración se encuentran entre el 30 % y el 45 %. Rendimientos muy en línea con las tecnologías mencionadas anteriormente.

Es importante destacar que, para utilizar un equipo de cogeneración a lo largo de todo el año, es deseable tener demandas de calor y de electricidad durante todo el año. Para conseguir esto, en los meses de verano se puede plantear abastecer la demanda de frío con tecnologías como máquina de absorción, cuyo input energético se basa en calor y no en electricidad. La única limitación que presenta esta solución es que el nivel térmico del efluente generado en la cogeneración debería estar por encima de 90 °C orientativamente para que el COP de la máquina de absorción no se desplome, algo que en tecnologías tipo SOFC o PEM (de alta temperatura) está garantizado.

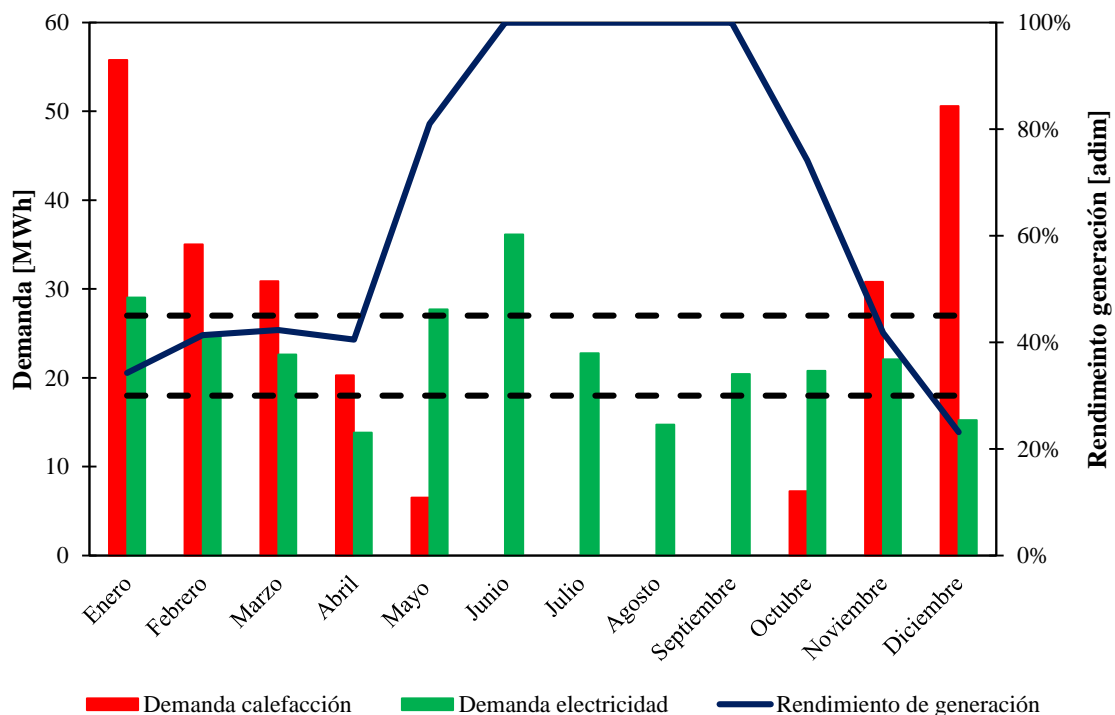


Figura VII. 1. Relación calor/electricidad del Aulario Esgueva. Rendimiento requerido en un equipo de cogeneración

Se pueden plantear otras alternativas, como motores de cogeneración que funcionan con biocombustibles. Un biocombustible que puede funcionar en este tipo de aplicaciones puede ser el bioetanol. El bioetanol se puede obtener de residuos lignocelulósicos o de procesos como la hidrólisis del almidón extraíble de subproductos de la industria alimentaria tales como del procesamiento de la caña de azúcar o del maíz. Un motor de cogeneración que funcione con bioetanol, en un edificio donde se aplanan la curva de demanda en los meses de verano generando una demanda de calor (por ejemplo, introduciendo una máquina de absorción), puede ser otra alternativa igualmente interesante.

Bibliografía

-
- [1] European Commission, “A Clean Planet for all. A European long-term strategic vision for a prosperous, modern, competitive and climate neutral economy,” *Com(2018) 773*, p. 114, 2018.
- [2] T. European and G. Deal, “ECONOMIC AND SOCIAL COMMITTEE AND THE COMMITTEE OF THE REGIONS The European Green Deal,” pp. 2019–2022, 2019.
- [3] T. A. Plan *et al.*, “Circular Economy Action Plan,” 2015.
- [4] European Commission, “Commission Staff Working Document. Sustainable products in a Circular Economy.,” p. 74, 2019.
- [5] European Commission, “On Resource Efficient Opportunities in the Building Sector - COM(2014) 445 final,” vol. COM(2014), pp. 1–10, 2014.
- [6] European Commission, “An EU Strategy on Heating and Cooling,” *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2016.
- [7] S. Kephelopoulos, O. Geiss, J. Barrero-Moreno, D. D ’agostino, and D. Paci, *Promoting healthy and energy efficient buildings in the European Union*. 2016.
- [8] A. Magrini, G. Lentini, S. Cuman, A. Bodrato, and L. Marengo, “From nearly zero energy buildings (NZEB) to positive energy buildings (PEB): The next challenge - The most recent European trends with some notes on the energy analysis of a forerunner PEB example,” *Dev. Built Environ.*, vol. 3, no. May, p. 100019, 2020.
- [9] P. Mercader-Moyano, P. M. Esquivias, and R. Muntean, “Eco-efficient analysis of a refurbishment proposal for a social housing,” *Sustain.*, vol. 12, no. 17, 2020.
- [10] L. Oliveras *et al.*, “Energy poverty and health: Trends in the European Union before and during the economic crisis, 2007–2016,” *Heal. Place*, no. xxxx, 2020.
- [11] J. Aranda, I. Zabalza, A. Conserva, and G. Millán, “Analysis of energy efficiency measures and retrofitting solutions for social housing buildings in Spain as a way to mitigate energy poverty,” *Sustain.*, vol. 9, no. 10, 2017.
- [12] E. Kontonasiou, F. Mariottini, and B. Atanasiu, *Analysis of residential building regulations*. 2015.
- [13] N. E. Klepeis *et al.*, “The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): A

- resource for assessing exposure to environmental pollutants,” *J. Expo. Anal. Environ. Epidemiol.*, vol. 11, no. 3, pp. 231–252, 2001.
- [14] B. Metz, L. Meyer, and P. Bosch, *Climate change 2007 mitigation of climate change*, vol. 9780521880. 2007.
- [15] M. Molina, D. Zaelke, K. M. Sarma, S. O. Andersen, V. Ramanathan, and D. Kaniaru, “Reducing abrupt climate change risk using the Montreal Protocol and other regulatory actions to complement cuts in CO₂ emissions,” *Proc. Natl. Acad. Sci. U. S. A.*, vol. 106, no. 49, pp. 20616–20621, 2009.
- [16] D. P. van Vuuren, J. Weyant, and F. de la Chesnaye, “Multi-gas scenarios to stabilize radiative forcing,” *Energy Econ.*, vol. 28, no. 1, pp. 102–120, 2006.
- [17] S. A. Montzka, E. J. Dlugokencky, and J. H. Butler, “Non-CO₂ greenhouse gases and climate change,” *Nature*, vol. 476, no. 7358, pp. 43–50, 2011.
- [18] B. Smit, J. A. Reimer, C. M. Oldenburg, and I. C. Bourg, *Introduction to Carbon Capture and Sequestration*. The Berkeley Lectures on Energy, 2014.
- [19] P. B. Joshi, “Carbon dioxide utilization: A comprehensive review,” *Int. J. Chem. Sci.*, vol. 12, no. 4, pp. 1208–1220, 2014.
- [20] C. Le Quéré *et al.*, “Global Carbon Budget 2017,” *Earth Syst. Sci. Data*, vol. 10, no. 1, pp. 405–448, 2018.
- [21] J. M. Guinotte and V. J. Fabry, “Ocean acidification and its potential effects on marine ecosystems,” *Ann. N. Y. Acad. Sci.*, vol. 1134, pp. 320–342, 2008.
- [22] J. Garnier and M. A. Lewis, “Expansion Under Climate Change: The Genetic Consequences,” *Bull. Math. Biol.*, vol. 78, no. 11, pp. 2165–2185, 2016.
- [23] P. Christoff, “The promissory note: COP 21 and the Paris Climate Agreement,” *Env. Polit.*, vol. 25, no. 5, pp. 765–787, 2016.
- [24] M. González-Eguino, “Energy poverty: An overview,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 47, pp. 377–385, 2015.
- [25] S. Ferrari and M. Beccali, “Energy-environmental and cost assessment of a set of strategies for retrofitting a public building toward nearly zero-energy building target,” *Sustain. Cities Soc.*, vol. 32, pp. 226–234, 2017.

-
- [26] E. Di Giuseppe, M. Iannaccone, M. Telloni, M. D’Orazio, and C. Di Perna, “Probabilistic life cycle costing of existing buildings retrofit interventions towards nZE target: Methodology and application example,” *Energy Build.*, vol. 144, pp. 416–432, 2017.
- [27] N. G. Saglam, A. Zerrin Yilmaz, and S. P. Corgnati, “Identification of the retrofit actions to achieve cost-optimal and NZEB levels for residential buildings in Istanbul considering the remaining building lifetime,” *E3S Web Conf.*, vol. 111, no. 201 9, 2019.
- [28] F. Asdrubali, I. Ballarini, V. Corrado, L. Evangelisti, G. Grazieschi, and C. Guattari, “Energy and environmental payback times for an NZEB retrofit,” *Build. Environ.*, vol. 147, no. October 2018, pp. 461–472, 2019.
- [29] P. O. Fanger, *Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering*. Nueva York: McGraw-Hill, 1973.
- [30] S. Gao *et al.*, “A human thermal balance based evaluation of thermal comfort subject to radiant cooling system and sedentary status,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 122, pp. 461–472, 2017.
- [31] Y. Wang, J. Moss, and R. Thisted, “Predictors of body surface area,” *J. Clin. Anesth.*, vol. 4, no. 1, pp. 4–10, 1992.
- [32] S. I. U. H. Gilani, M. H. Khan, and W. Pao, “Thermal Comfort Analysis of PMV Model Prediction in Air Conditioned and Naturally Ventilated Buildings,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 1373–1379, 2015.
- [33] G. A. Florides, S. A. Tassou, S. A. Kalogirou, and L. C. Wrobel, *Measures used to lower building energy consumption and their cost effectiveness*, vol. 73, no. 3–4. 2002.
- [34] R. Ourghi, A. Al-Anzi, and M. Krarti, “A simplified analysis method to predict the impact of shape on annual energy use for office buildings,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 1, pp. 300–305, 2007.
- [35] J. Morrissey, T. Moore, and R. E. Horne, “Affordable passive solar design in a temperate climate: An experiment in residential building orientation,” *Renew. Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 568–577, 2011.

- [36] T. Mingfang, “Solar control for buildings,” *Build. Environ.*, vol. 37, no. 7, pp. 659–664, 2002.
- [37] R. Pacheco, J. Ordóñez, and G. Martínez, “Energy efficient design of building: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 6, pp. 3559–3573, 2012.
- [38] F. O. R. Pereira and S. Sharples, “The development of a device for measuring solar heat gain and shading coefficients of windows in scale models,” *Energy Build.*, vol. 17, no. 4, pp. 271–281, 1991.
- [39] a Tzempelikos and a K. Athienitis, “The effect of shading design and control on building cooling demand,” *Passiv. Low Energy Cool. Built Environ.*, no. May, pp. 953–958, 2005.
- [40] Z. Chen, A. W. A. Hammad, I. Kamardeen, and A. Haddad, “Optimising window design on residential building facades by considering heat transfer and natural lighting in nontropical regions of Australia,” *Buildings*, vol. 10, no. 11, pp. 1–27, 2020.
- [41] N. Bouchlaghem, “Optimizing the design of building envelopes for thermal performance,” *Autom. Constr.*, vol. 10, no. 1, pp. 101–112, 2000.
- [42] G. A. Florides, S. A. Tassou, S. A. Kalogirou, and L. C. Wrobel, “Measures used to lower building energy consumption and their cost effectiveness,” *Appl. Energy*, vol. 73, no. 3–4, pp. 299–328, 2002.
- [43] I. G. Capeluto, “Energy performance of the self-shading building envelope,” *Energy Build.*, vol. 35, no. 3, pp. 327–336, 2003.
- [44] S. Salat, “Energy loads, CO₂ emissions and building stocks: Morphologies, typologies, energy systems and behaviour,” *Build. Res. Inf.*, vol. 37, no. 5–6, pp. 598–609, 2009.
- [45] P. Littlefair, “Passive solar urban design : Ensuring the penetration of solar energy into the city,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 2, no. 3, pp. 303–326, 1998.
- [46] A. Curreli and H. C. Roura, “Solar access in the compact city : a study case in Barcelona,” no. 2002, pp. 1–11, 2005.
- [47] F. Incropera, *Principles of Heat and Mass Transfer*, Global Edi. Singapore, 2017.
- [48] R. Byron Bird, W. E. Stewart, E. N. Lightfoot, and D. J. Klingenberg, *Introductory*

- Transort Phenomanea*. Wiley, 2015.
- [49] M. Alizadeh and S. M. Sadrameli, “Numerical modeling and optimization of thermal comfort in building: Central composite design and CFD simulation,” *Energy Build.*, vol. 164, pp. 187–202, 2018.
- [50] H. Montazeri and B. Blocken, “CFD simulation of wind-induced pressure coefficients on buildings with and without balconies: Validation and sensitivity analysis,” *Build. Environ.*, vol. 60, pp. 137–149, 2013.
- [51] X. Zheng, H. Montazeri, and B. Blocken, “CFD simulations of wind flow and mean surface pressure for buildings with balconies: Comparison of RANS and LES,” *Build. Environ.*, vol. 173, no. November 2019, p. 106747, 2020.
- [52] G. K. Oral and Z. Yilmaz, “The limit U values for building envelope related to building form in temperate and cold climatic zones,” *Build. Environ.*, vol. 37, no. 11, pp. 1173–1180, 2002.
- [53] G. Manioğlu and Z. Yilmaz, “Economic evaluation of the building envelope and operation period of heating system in terms of thermal comfort,” *Energy Build.*, vol. 38, no. 3, pp. 266–272, 2006.
- [54] Lollini, Barozzi, Fasano, Meroni, and M. Zinzi, “Optimisation of opaque components of the building envelope. Energy, economic and environmental issues,” *Build. Environ.*, vol. 41, no. 8, pp. 1001–1013, 2006.
- [55] J. Yu, C. Yang, and L. Tian, “Low-energy envelope design of residential building in hot summer and cold winter zone in China,” *Energy Build.*, vol. 40, no. 8, pp. 1536–1546, 2008.
- [56] K. Çomaklı and B. Yüksel, “Optimum insulation thickness of external walls for energy saving,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 4, pp. 473–479, 2003.
- [57] L. Augelli, *L’isolamento termico degli edifici esistenti*. 1981.
- [58] R. M. Pulselli, E. Simoncini, and N. Marchettini, “Energy and emergy based cost-benefit evaluation of building envelopes relative to geographical location and climate,” *Build. Environ.*, vol. 44, no. 5, pp. 920–928, 2009.
- [59] Odum, *Environmental Accounting: Emergy and Environmental Decision Making*.

- 1995.
- [60] A. Chel and G. N. Tiwari, “Thermal performance and embodied energy analysis of a passive house - Case study of vault roof mud-house in India,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1956–1969, 2009.
- [61] M. Gijón-Rivera, G. Álvarez, I. Beausoleil-Morrison, and J. Xamán, “Appraisal of thermal performance of a glazed office with a solar control coating: Cases in Mexico and Canada,” *Build. Environ.*, vol. 46, no. 5, pp. 1223–1233, 2011.
- [62] M. A. Saleh, S. Kaseb, and M. F. El-Refaie, “Glass-azimuth modification to reform direct solar heat gain,” *Build. Environ.*, vol. 39, no. 6, pp. 653–659, 2004.
- [63] K. M. Letherman, J. Dewsbury, and G. Birch, “The ‘bin’ method—A procedure for predicting seasonal energy requirements in buildings,” *Build. Serv. Eng. Res. Technol.*, vol. 7, no. 2, pp. 55–64, 1986.
- [64] IDAE, “Guía práctica sobre instalaciones centralizadas de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) en edificios de viviendas.” .
- [65] IDAE, “Guía técnica Diseño de centrales de calor eficientes.” .
- [66] A. M. M. Domingo, “DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ALCANZADA EN LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE CALOR DE LA UNIVERSIDAD DE VALLADOLID, MEDIANTE LA MODELIZACIÓN Y TRATAMIENTO DE LAS LÍNEAS BASE DE LOS CONSUMOS DE LOS EDIFICIOS CONECTADOS.”
- [67] IDAE, “Guía Técnica. Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización.” .
- [68] W. Callister, *Ciencia e ingeniería de los Materiales*. Nueva York, 1996.
- [69] M. A. Islam, A. Merabet, R. Beguenane, and H. Ibrahim, “Modeling solar photovoltaic cell and simulated performance analysis of a 250W PV module,” *2013 IEEE Electr. Power Energy Conf. EPEC 2013*, pp. 1–6, 2013.
- [70] A. I. Anaya-Durand, G. I. Cauich-Segovia, O. Funabazama-Bárceñas, and V. A. Gracia-Medrano-Bravo, “Evaluación de ecuaciones de factor de fricción explícito para tuberías,” *Educ. Quim.*, vol. 25, no. 2, pp. 128–134, 2014.

- [71] S. Chicherin, V. Mašatin, A. Siirde, and A. Volkova, “Method for assessing heat loss in a district heating network with a focus on the state of insulation and actual demand for useful energy,” *Energies*, vol. 13, no. 17, 2020.
- [72] B. Rodríguez-Soria, J. Domínguez-Hernández, J. M. Pérez-Bella, and J. J. Del Coz-Díaz, “Review of international regulations governing the thermal insulation requirements of residential buildings and the harmonization of envelope energy loss,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 34, pp. 78–90, 2014.
- [73] J. Terés-Zubiaga, A. Campos-Celador, I. González-Pino, and C. Escudero-Revilla, “Energy and economic assessment of the envelope retrofitting in residential buildings in Northern Spain,” *Energy Build.*, vol. 86, pp. 194–202, 2015.
- [74] A. Gounni *et al.*, “Thermal and economic evaluation of new insulation materials for building envelope based on textile waste,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, no. October 2018, pp. 475–483, 2019.
- [75] J. Las-Heras-casas, L. M. López-Ochoa, L. M. López-González, and P. Olasolo-Alonso, “Energy renovation of residential buildings in hot and temperate mediterranean zones using optimized thermal envelope insulation thicknesses: The case of Spain,” *Appl. Sci.*, vol. 11, no. 1, pp. 1–30, 2021.
- [76] O. Kaynakli, “A review of the economical and optimum thermal insulation thickness for building applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 1, pp. 415–425, 2012.
- [77] K. Alanne and S. Cao, “Zero-energy hydrogen economy (ZEH2E) for buildings and communities including personal mobility,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 71, no. October 2016, pp. 697–711, 2017.
- [78] A. Korshunov *et al.*, “Hygroscopic property of biofuel obtained by torrefaction of wood in a quiescent layer of bentonite,” *Fuel*, vol. 282, no. April, p. 118766, 2020.
- [79] R. Sathre and L. Gustavsson, “Energy and carbon balances of wood cascade chains,” *Resour. Conserv. Recycl.*, vol. 47, no. 4, pp. 332–355, 2006.
- [80] P. Maryandyshev, A. Chernov, V. Lyubov, G. Trouvé, A. Brillard, and J. F. Brillhac, “Investigation of thermal degradation of different wood-based biofuels of the northwest region of the Russian Federation,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 122, no.

- 2, pp. 963–973, 2015.
- [81] C. Griffey *et al.*, “Grain composition of Virginia winter barley and implications for use in feed, food, and biofuels production,” *J. Cereal Sci.*, vol. 51, no. 1, pp. 41–49, 2010.
- [82] J. C. Escobar, E. S. Lora, O. J. Venturini, E. E. Yáñez, E. F. Castillo, and O. Almazan, “Biofuels: Environment, technology and food security,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 6–7, pp. 1275–1287, 2009.
- [83] D. Pimentel and M. Burgess, “Biofuel production using food,” *Environ. Dev. Sustain.*, vol. 16, no. 1, pp. 1–3, 2014.
- [84] Q. Wang, H. H. Wei, and Q. Xu, “A solid oxide fuel cell (SOFC)-based biogas-from-waste generation system for residential buildings in China: A feasibility study,” *Sustain.*, vol. 10, no. 7, 2018.
- [85] R. Jing, M. Wang, N. Brandon, and Y. Zhao, “Multi-criteria evaluation of solid oxide fuel cell based combined cooling heating and power (SOFC-CCHP) applications for public buildings in China,” *Energy*, vol. 141, pp. 273–289, 2017.
- [86] L. Tan, X. Dong, Z. Gong, and M. Wang, “Analysis on energy efficiency and CO₂ emission reduction of an SOFC-based energy system served public buildings with large interior zones,” *Energy*, vol. 165, pp. 1106–1118, 2018.
- [87] E. J. Naimaster and A. K. Sleiti, “Potential of SOFC CHP systems for energy-efficient commercial buildings,” *Energy Build.*, vol. 61, pp. 153–160, 2013.
- [88] R. Napoli, M. Gandiglio, A. Lanzini, and M. Santarelli, “Techno-economic analysis of PEMFC and SOFC micro-CHP fuel cell systems for the residential sector,” *Energy Build.*, vol. 103, pp. 131–146, 2015.
- [89] F. J. Rey Martínez and E. Velasco Gómez, *Diseño y gestión de edificios de consumo de energía casi nulo. nZEB. .*

Índice de tablas:

Tabla III. 1. Documentos básicos del Código Técnico de la Edificación que regulan los factores de eficiencia energética de la edificación	28
Tabla III. 2. Factores de emisiones de dióxido de carbono para España asociada a diferentes fuentes de Energía	29
Tabla III. 3. Valores de compacidad en función del tipo del edificio	35
Tabla III. 4. Valores máximos del ángulo de obstrucción en función de la latitud.....	45
Tabla III. 5. Condiciones de contorno	54
Tabla III. 6. Valores de coeficientes de película para diferentes configuraciones de cerramientos propuestos por el CTE	61
Tabla III. 7. Coeficientes de absorción, reflexión y transmisión en función del tipo de superficie	63
Tabla III. 8. Composición de un tipo de cerramiento tipo.....	71
Tabla III. 9. Cargas asociadas a equipos eléctricos	88
Tabla III. 10. Tipos de quemador según escalones de potencia	101
Tabla III. 11. Valores de la constante para calcular las pérdidas por inquemados.....	109
Tabla III. 12. Valores del coeficiente de operación en función de la potencia nominal de la caldera.....	109
Tabla III. 13. Parámetros de interés en calderas de condensación para diferentes combustibles	111
Tabla III. 14. Características de paneles solares comerciales.....	139
Tabla IV. 1. Dimensiones representativas del edificio por planta.....	150
Tabla IV. 2. Potencia instalada en radiadores. Planta Baja	152
Tabla IV. 3. Potencia instalada en radiadores. Primera Baja	153
Tabla IV. 4. Calderas de gasóleo del aulario	153
Tabla IV. 5. Modelos de las unidades de refrigeración	156
Tabla IV. 6. Especificaciones técnicas de las unidades de refrigeración	156
Tabla IV. 7. Potencia instalada en iluminación para las diferentes zonas del edificio.....	158
Tabla IV. 8. Consumo eléctrico de equipos	159
Tabla IV. 9. Potencia instalada de equipos eléctricos	160

Tabla IV. 10. Potencia instalada en equipos eléctricos desglosada por plana y por zona.	161
Tabla IV. 11. Consumos mensuales para las diferentes contribuciones	162
Tabla IV. 12. Consumos térmicos del Aulario	164
Tabla IV. 13. Termoflujómetros disponibles	167
Tabla IV. 14. Medidas experimentales realizadas con el termoflujómetro.....	170
Tabla IV. 15. Valores de la transmitancia térmica del cerramiento en función del año de construcción del edificio y ubicación (zona térmica).....	176
Tabla IV. 16. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del cerramiento exterior	177
Tabla IV. 17. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del cerramiento interior	177
Tabla IV. 18. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica de la cubierta	177
Tabla IV. 19. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del forjado (entre plantas).....	178
Tabla IV. 20. Composición, propiedades y cálculo de la transmitancia térmica del forjado (sobre terreno)	178
Tabla IV. 21. Parámetros de las tuberías de distribución del district heating	198
Tabla IV. 22. Resistencias a la transmisión de calor en la distribución del district heating	203
Tabla V. 1. Comparativa entre el consumo eléctrico asociado a iluminación y a refrigeración	223
Tabla V. 2. Comparativa de cargas computadas como pérdida o ganancia en el balance térmico del edificio.....	225
Tabla V. 3. Eficiencia de la recuperación según RITE	231

Índice de figuras:

Figura I. 1. Sostenibilidad en edificios	4
Figura I. 2. Evolución de temperatura en el planeta desde 1880.....	5
Figura I. 3. Relación entre el aumento de las emisiones de dióxido de carbono y el aumento de la temperatura media del planeta	6
Figura I. 4. Espectros de absorción de radiación de algunos gases atmosféricos.....	8
Figura I. 5. Evolución de la concentración de dióxido de carbono en la atmósfera.....	10
Figura I. 6. Consumo de energía final por sectores en España, según el IDAE, para el año 2019	12
Figura I. 7. Consumo de energía final por sectores en la UE, según la EEA, para el año 2017	12
Figura I. 8. Consumo de energía final por combustible en el sector edificios, en la UE según la EEA, en el año 2017	13
Figura I. 9. Consumo de energía final por combustible en el sector edificios, en la UE según la EEA, en el año 1990	13
Figura I. 10. Evolución temporal del consumo de diferentes fuentes de energía (en energía final), según la EEA.....	14
Figura I. 11. Población en riesgo de pobreza energética en diferentes países de la UE.....	15
Figura I. 12. Índice de desarrollo humano y consumo energético per cápita	16
Figura I. 13. Índice de desarrollo humano y consumo energético per cápita. Regresión lineal	17
Figura III. 1. Parámetros y procesos que intervienen en la demanda energética de los edificios	27
Figura III. 2. Balance térmico del cuerpo humano con el entorno	31
Figura III. 3. Relación entre el PMV y el PPD.....	32
Figura III. 4. Comparativa de compacidad de diferentes tipos de edificios	35
Figura III. 5. Diferencia entre la carga de calefacción y refrigeración en función de la proyección del voladizo.....	40
Figura III. 6. Influencia de la longitud del voladizo	40
Figura III. 7. Tempe City Hall, Arizona	41

Figura III. 8. Bank of Israel.....	42
Figura III. 9. Concepto de ángulo de obstrucción	43
Figura III. 10. Diagrama de trayectorias solares	44
Figura III. 11. Planteamiento de un balance de energía a un elemento diferencial contenido en un sólido considerando el problema unidimensional	46
Figura III. 12. Elemento diferencial para plantear el balance en coordenadas cartesianas .	48
Figura III. 13. (a) elemento diferencial para plantear el balance en coordenadas cilíndricas, (b) elemento diferencial para plantear el balance en coordenadas esféricas.....	50
Figura III. 14. Transmisión de calor por conducción a través de una placa.....	53
Figura III. 15. Espectro de radiación electromagnética	62
Figura III. 16. Fenómenos que experimenta la radiación al interactuar con una superficie	62
Figura III. 17. Coeficiente de transmisión del vidrio en función de la longitud de onda....	63
Figura III. 18. Representación gráfica de la ley de desplazamiento de Wien	65
Figura III. 19. Clasificación de cargas térmicas.....	69
Figura III. 20. Espesor óptimo de aislante en la envolvente térmica	79
Figura III. 21. Soluciones constructivas de sistemas que permiten la rotación del acristalamiento	85
Figura III. 22. Concepto de los grados día	94
Figura III. 23. Representación del ahorro energético tras intervenir en la envolvente térmica del edificio.....	97
Figura III. 24. Representación de una caldera tipo pirotubular.....	102
Figura III. 25. Valores de la constante de Sieggert	108
Figura III. 26. Puntos para caracterizar la bomba de calor	112
Figura III. 27. Funcionamiento de una válvula de 4 vías.....	113
Figura III. 28. Red de distribución de un district heating	115
Figura III. 29. Sistema de compuestas para efectuar free cooling	117
Figura III. 30. Posibles condiciones de funcionamiento en un free cooling controlado con control d entalpía.....	117
Figura III. 31. Posibles condiciones de funcionamiento en un free cooling controlado con control de temperatura.....	119
Figura III. 32. Zonas problemáticas en free cooling	120
Figura III. 33. Representación esquemática de un recuperador de energía.....	122
Figura III. 34. Recuperador de placas	123
Figura III. 35. Representación de un recuperador rotativo	125

Figura III. 36. Termosifón	127
Figura III. 37. Representación de un heat pipe.....	128
Figura III. 38. Representación esquemática de un colector plano.....	130
Figura III. 39. Diferencia de niveles energéticos entre materiales conductores y semiconductores	134
Figura III. 40. Relación entre energía y longitud de onda.....	136
Figura III. 41. Curva característica de una celda.....	137
Figura III. 42. Esquema del circuito eléctrico equivalente de una monocelda.....	138
Figura IV. 1. Localización del Aulario Campus Esgueva	147
Figura IV. 2. (a) Fachada principal (orientación Sur) (b) Fachada posterior, con galería de acceso al aparcamiento	148
Figura IV. 3. (a) Acceso al aparcamiento (b) visita del aparcamiento (el norte ubicado a la derecha de la figura (b)).....	148
Figura IV. 4. (a) Fachada lateral Oeste (Paseo del Cauce) (b) detalle de la fachada lateral Este	149
Figura IV. 5. (a) Vestíbulo principal (b) detalle de la carpintería	149
Figura IV. 6. (a) Pasillo de distribución de aulas (b) detalle de distribución de luminarias y radiadores.....	149
Figura IV. 7. Alzado del Aulario Campus Esgueva	150
Figura IV. 8. Calderas de gasóleo.....	154
Figura IV. 9. Diagrama simplificado de la instalación de calefacción.....	154
Figura IV. 10. Unidades exteriores de refrigeración	155
Figura IV. 11. Potencia instalada en iluminación por zonas	158
Figura IV. 12. Desglose de consumos de iluminación	159
Figura IV. 13. Potencia instalada en equipos eléctricos por tipología	160
Figura IV. 14. Contribución por tipologías de equipos en el consumo eléctrico del edificio	161
Figura IV. 15. Consumos eléctricos relevantes en la validación del modelo.....	162
Figura IV. 16. Consumo eléctrico estimado asociado a la refrigeración.....	164
Figura IV. 17. Termoflujómetros disponibles (a) ALMENO FQA018CSI (b) ALMENO FQA019C	168
Figura IV. 18. Medición de figuras "in situ" con termoflujómetros.....	169

Figura IV. 19. Resultados obtenidos que se obtienen tras medir con el termoflujómetro ALMENO FQA018CSI. Ensayo EII S16 ventana	170
Figura IV. 20. Resultado de medidas experimentales con termoflujómetros, modelo: ALMENO FQA018CSI. Ensayo EII S16 ventana	171
Figura IV. 21. Resultados obtenidos que se obtienen tras medir con el termoflujómetro ALMENO FQA019C. Ensayo EII S16 cerramiento sótano	172
Figura IV. 22. Resultados obtenidos que se obtienen tras medir con el termoflujómetro (ambos). Ensayo EII B39 cerramiento	174
Figura IV. 23. Criterios de Design Builder para la definición geométrica de los modelos de simulación	180
Figura IV. 24. Vista en axonométrico del alzado frontal del edificio	182
Figura IV. 25. Vista en axonométrico del alzado posterior del edificio	183
Figura IV. 26. Vista en planta inferior del edificio	183
Figura IV. 27. Vista en axonométrico del alzado frontal del edificio (identificando tipología de cerramiento).....	184
Figura IV. 28. Vista en planta inferior del edificio (identificando tipología de cerramiento)	184
Figura IV. 29. Vista en sección en un plano paralelo a la planta del edificio (identificando tipología de cerramiento)	185
Figura IV. 30. Vista en sección (longitudinal) del edificio (identificando tipología de cerramiento)	185
Figura IV. 31. Vista en sección (transversal) del edificio (identificando tipología de cerramiento)	186
Figura IV. 32. Zonificación de la Planta Baja.....	187
Figura IV. 33. Zonificación de la Planta Primera	187
Figura IV. 34. Información necesaria para desarrollar el modelo.....	189
Figura IV. 35. HDD de los años en los que se disponen consumos térmicos de gasóleo y del archivo climático que emplea Design Builder	192
Figura IV. 36. Consumos de energía primaria mensuales para los años 2012-2018	192
Figura IV. 37. Recta de comportamiento del edificio	193
Figura IV. 38. Consumo térmico de referencia compatible con el archivo climático que emplea Design Builder	194
Figura IV. 39. Modelo de un reactor de equilibrio para modelar el quemador de la caldera	194

Figura IV. 40. Temperatura adiabática de llama	196
Figura IV. 41. Composición de CO y pérdidas por inquemados.....	196
Figura IV. 42. Pérdidas por calor sensible.....	197
Figura IV. 43. Rendimiento de combustión	197
Figura IV. 44. Caudal de agua máximo admisible calculado por criterios hidráulicos.....	201
Figura IV. 45. Problemática para el cálculo de las pérdidas por distribución.....	201
Figura V. 1. Validación de consumos de calefacción.....	210
Figura V. 2. Validación de consumo eléctrico de refrigeración	210
Figura V. 3. Validación de consumos asociados a iluminación	211
Figura V. 4. Análisis del número de renovaciones y horas anuales	213
Figura V. 5. Análisis del número de renovaciones y porcentaje de horas anuales.....	214
Figura V. 6. Demanda de calefacción para cada hora del año.....	215
Figura V. 7. Curva monótona de potencia demandada de calefacción.....	216
Figura V. 8. Curva acumulada de energía suministrada en calefacción	217
Figura V. 9. Curva acumulada del porcentaje de energía suministrada en calefacción ...	218
Figura V. 10. Demanda de refrigeración para cada hora del año	218
Figura V. 11. Curva acumulada de energía suministrada en refrigeración	219
Figura V. 12. Curva acumulada del porcentaje de energía suministrada en refrigeración	220
Figura V. 13. Demanda de iluminación para cada hora del año.....	221
Figura V. 14. Curva acumulada de energía suministrada en iluminación.....	222
Figura V. 15. Curva acumulada del porcentaje de energía suministrada en refrigeración	222
Figura V. 16. Curva acumulada de demanda suministrada al edificio en refrigeración en forma de demanda eléctrica, para diferentes valores de COP	224
Figura V. 17. Comparativa del consumo eléctrico asociado a iluminación con el consumo eléctrico asociado a refrigeración	224
Figura V. 18. Comparativa de cargas	225
Figura V. 19. Análisis de las contribuciones en las pérdidas de la envolvente de los diferentes elementos constructivos que la componen	227
Figura V. 20. Diferencia de consumos de energía primaria entre gasóleo y biomasa.....	228
Figura V. 21. Diferencia de emisiones de dióxido de carbono entre gasóleo y biomasa ..	229
Figura V. 22. Estimación de horas de funcionamiento del recuperador.....	230

Figura V. 23. Comparativa de consumos de energía primaria. Análisis de la influencia de la ventilación mecánica y del recuperador	232
Figura V. 24. Análisis del efecto del recuperador. Ahorro de energía primaria y emisiones de dióxido de carbono evitadas	233
Figura V. 25. Zona de operación en enfriamiento gratuito controlado por temperatura...	236
Figura V. 26. Zona de operación en enfriamiento gratuito controlado por entalpía	237
Figura V. 27. Zona problemática si se opera con control de entalpía y la instalación no dispone de un sistema de enfriamiento adiabático	238
Figura V. 28. Comparativa de la demanda de refrigeración. Efecto del enfriamiento gratuito	239
Figura V. 29. Ahorro térmico y eléctrico asociado al enfriamiento gratuito en los meses de verano	240
Figura V. 30. Ahorro de emisiones asociado al enfriamiento gratuito en los meses de verano	240
Figura V. 31. Demanda de iluminación del caso P3 y P4 comparadas con el caso de referencia.....	241
Figura V. 32. Emisiones de dióxido de carbono del caso de referencia y ahorro de los escenarios P3 y P4 respecto al caso de referencia.....	242
Figura V. 33. Componentes de irradiación sobre el panel	244
Figura V. 34. Irradiación sobre la superficie horizontal	245
Figura V. 35. Irradiación sobre la superficie del panel	245
Figura V. 36. Potencia de generación del panel por unidad de superficie para todas las horas del año	246
Figura V. 37. Generación eléctrica horario para el caso P5	247
Figura V. 38. Generación eléctrica horario para el caso P6.....	247
Figura V. 39. Curva de generación de energía fotovoltaica acumulada	248
Figura V. 40. Generaciones mensuales de energía fotovoltaica	248
Figura V. 41. Comparativa de energía eléctrica de red consumida en los escenarios P5 y P6 respecto al caso de referencia.....	249
Figura V. 42. Comparativa del consumo de energía primaria entre los casos P7 y P8 con el caso de referencia	250
Figura V. 43. Comparativa de consumo eléctrico de red entre los casos P7 y P8 y el caso de referencia.....	251

Figura V. 44. Comparativa de emisiones de dióxido de carbono entre los casos P7 y P8 respecto al caso de referencia 252

Figura VII. 1. Relación calor/electricidad del Aulario Esgueva. Rendimiento requerido en un equipo de cogeneración 263

