

TESIS DOCTORAL

Estudio experimental y simulación de sistema de ventilación natural para enfriamiento pasivo de un edificio residencial compuesto de una torre de viento asistida por chimeneas solares

Andrés Soto Barrionuevo

2021

DIRECTOR/A:

Dr. Pedro Juan Martínez Beltrán



UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

Programa de Doctorado en
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

La presente tesis doctoral, de acuerdo con el informe correspondiente y la autorización del Director de Tesis, es un compendio de trabajos previamente publicados acorde a la normativa sobre “Presentación de tesis con un conjunto de publicaciones” de la Universidad Miguel Hernández de Elche.

Los trabajos incluidos en la misma son los que siguen:

• **A. Soto, P.J. Martínez, P. Martínez, J.A. Tudela**, *Simulation and experimental study of residential building with north side wind tower assisted by solar chimneys*

Journal of Building Engineering 43 (2021), 102562

JCR Factor de impacto: 3.379, Cuartil Q1.

Fecha de publicación: 30 Abril 2021

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.102562>

• **A. Soto, P. Martínez, V.M. Soto, P.J. Martínez**, *Analysis of the performance of a passive draught evaporative cooling system driven by solar chimneys in a residential building by using an experimentally validated TRNSYS model*

Energies (2021) 14 (12), 3486

JCR Factor de impacto: 2.702, Cuartil Q3.

Fecha de publicación: 11 Junio 2021

DOI: <https://doi.org/10.3390/en14123486>





Dr. PEDRO JUAN MARTÍNEZ BELTRÁN, Catedrático de Universidad de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

CERTIFICA:

Que la presente memoria “**Estudio experimental y simulación de sistema de ventilación natural para enfriamiento pasivo de un edificio residencial compuesto de una torre de viento asistida por chimeneas solares**”, ha sido realizada bajo su dirección, en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche, por el Ingeniero Industrial D. ANDRÉS SOTO BARRIONUEVO, y constituye su tesis para optar al grado de Doctor.

Para que conste, en cumplimiento de la legislación vigente, autoriza la presentación de la referida tesis doctoral ante la Comisión de Doctorado de la Universidad Miguel Hernández de Elche, firmando el presente certificado.

Elche, de de 2021

Fdo. Dr. Pedro Juan Martínez Beltrán



TECNologías Industriales y de Telecomunicación

Dr. D. Óscar Reinoso García, Coordinador del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

CERTIFICA:

Que el trabajo realizado por D. Andrés soto Barrionuevo, titulado **Estudio experimental y simulación de sistema de ventilación natural para enfriamiento pasivo de un edificio residencial compuesto de una torre de viento asistida por chimeneas solares**, ha sido dirigido por el Dr. D. Pedro Juan Martínez Beltrán, y se encuentra en condiciones de ser leído y defendido como Tesis Doctoral ante el correspondiente tribunal en la Universidad Miguel Hernández de Elche.

Lo que firmo a los efectos oportunos en Elche, a de de 2021

Fdo.: Dr. D. Óscar Reinoso García
Coordinador del Programa de Doctorado
en
Tecnologías Industriales y de Telecomunicación

Universidad Miguel Hernández de Elche

“Tu trabajo va a llenar gran parte de tu vida, la única manera de estar realmente satisfecho es hacer lo que creas que es un gran trabajo y la única manera de hacerlo es amar lo que haces. Si no lo has encontrado aún, sigue buscando. Como con todo lo que tiene que ver con el corazón, lo sabrás cuando lo hayas encontrado”

Steve Jobs

Dedicado

A Marina, que te embarqué en este largo viaje, gracias por tu apoyo incondicional en mis retos y en todos los aspectos de la vida. Que me has empujado a hacer esto posible y has sido un pilar fundamental de este logro. Gracias por haber compartido esta etapa conmigo.

A mi hijo Andrés, este proyecto empezó cuando todavía no estabas y ha crecido contigo, espero ser tu ejemplo en el futuro.

A mis padres, vuestro ejemplo sirvió para hacer mi camino, os lo debo todo.

A Pedro J. Martínez, mi director de tesis, gracias por tus consejos y dedicación, creíste en mí en todo momento.

A mis hermanos, familia y amigos, que siempre estáis ahí.

Resumen

La reducción del consumo energético en las edificaciones, por la dependencia de fuentes primarias y de energía eléctrica en la explotación de sus actividades, es un reto al que se enfrentan los países de la UE en su compromiso de disminuir las emisiones de CO₂. La Comisión Europea establece que las instalaciones de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) implican cerca del 50% de la energía consumida en las viviendas.

Las condiciones interiores de confort en los edificios están influenciadas por ciertos factores como la tipología constructiva, materiales, localización, ocupación y condiciones meteorológicas externas. El análisis y el diseño de los sistemas de ventilación y refrigeración requieren de un cálculo complejo que puede ser resuelto por herramientas de simulación energética de edificios.

La ventilación natural combinada con sistemas de refrigeración pasiva puede reducir la demanda de energía de refrigeración en los edificios residenciales. Sin embargo, la principal dificultad en el diseño de sistemas de ventilación natural impulsados por la flotabilidad y el viento es la estimación simultánea de los flujos de aire de ventilación y las temperaturas interiores.

En este estudio se ha resuelto esta problemática mediante el desarrollo de una herramienta que combina un modelo de ventilación (flujo envolvente) con un modelo térmico multizona de una vivienda bioclimática conocida como "La Casa de la Tierra". Este edificio, situado en Murcia (España), incorpora una torre de viento central, cuatro chimeneas solares y elementos constructivos con capacidad de inercia térmica. Los modelos de ventilación y térmicos se integraron por completo y se resolvieron simultáneamente.

El estudio incluyó la validación experimental de los modelos con los datos recogidos in situ. Se simularon además diferentes estrategias de refrigeración pasiva, combinando la ventilación natural inducida por la torre de viento y las chimeneas solares con sistemas pasivos de refrigeración geotérmica y evaporativa.

Por último, se propuso y se simuló en la vivienda de referencia, para diferentes localizaciones (Alicante, Bilbao, Burgos, Lisboa, Madrid, Málaga y Roma), un sistema evaporativo de tiro descendente formado por panel evaporativo directo fabricado con malla de plástico, a partir del modelo empírico desarrollado por otros autores pertenecientes al grupo de investigación del Dpto. Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche. En este estudio se evaluó el rendimiento y aplicabilidad del sistema a través del análisis de varios índices propuestos.

Estos resultados contribuyen a aumentar la conciencia del papel que pueden desempeñar las estrategias pasivas en la consecución de los objetivos fijados por la UE para la eficiencia energética de los edificios residenciales.

Abstract

The reduction of energy consumption in buildings, due to the dependence on primary sources and electrical energy in the performance of their activities, is a challenge faced by EU countries in their commitment to reduce CO₂ emissions. The European Commission states that heating, ventilation and air-conditioning (HVAC) installations account for about 50% of the energy consumed in dwellings.

Indoor comfort conditions in buildings are influenced by factors such as building typology, materials, location, occupancy and external weather conditions. The analysis and design of ventilation and cooling systems requires a complex calculation that can be solved by building energy simulation tools.

Natural ventilation combined with passive cooling systems can reduce the cooling energy demand in residential buildings. However, the main difficulty in designing natural ventilation systems driven by buoyancy and wind is the simultaneous estimation of ventilation airflows and indoor temperatures.

This study has solved this problem by developing a tool that combines a ventilation model (envelope flow) with a multi-zone thermal model of a bioclimatic dwelling known as "La Casa de la Tierra". This building, located in Murcia (Spain), incorporates a central wind tower, four solar chimneys and building elements with thermal inertia capacity. The ventilation and thermal models were fully integrated and solved simultaneously.

The study included experimental validation of the models with data collected on site. Different passive cooling strategies were also simulated, combining natural ventilation induced by the wind tower and solar chimneys with passive geothermal and evaporative cooling systems.

Finally, a passive downdraft evaporative cooling system consisting of a direct evaporative cooling pad made of plastic mesh was proposed and simulated in the reference house for different locations (Alicante, Bilbao, Burgos, Lisbon, Madrid, Malaga and Rome), based on the empirical model developed by other authors belonging to the research group of the Dept. of Mechanical Engineering and Energy of the Miguel Hernández University of Elche. In this study, the performance and applicability of the system was evaluated through the analysis of several proposed indexes.

These results contribute to raising awareness of the role that passive strategies can play in achieving the targets set by the EU for the energy efficiency of residential buildings.

Índice General

<i>Nomenclatura</i>	7
<i>Símbolos griegos</i>	7
<i>Subíndices</i>	8
<i>Acrónimos</i>	8
1 <i>Introducción</i>	9
1.1 <i>Motivaciones</i>	9
1.2 <i>Estado del arte</i>	10
1.3 <i>Estado de la técnica</i>	13
1.4 <i>Objetivos de la tesis</i>	14
1.5 <i>Publicaciones constitutivas de la tesis</i>	14
2 <i>Materiales y Métodos</i>	15
2.1 <i>Descripción del prototipo</i>	16
2.2 <i>Recopilación de datos experimentales</i>	18
2.3 <i>Descripción del modelo</i>	20
2.4 <i>Modelo matemático de envolvente de ventilación</i>	22
2.5 <i>Modelización térmica multizona</i>	24
2.6 <i>Validación experimental</i>	25
3 <i>Resultados</i>	27
3.1 <i>Análisis de los datos experimentales</i>	27
3.2 <i>Validación del modelo de la envolvente de flujos de aire</i>	28
3.3 <i>Análisis de estrategias pasivas de climatización</i>	29
3.4 <i>Análisis de energía</i>	32
3.5 <i>Análisis de rendimiento de sistema PDEC enfriado por panel evaporativo directo</i> 33	
3.6 <i>Análisis de índices</i>	37
4 <i>Discusión</i>	38
5 <i>Conclusiones</i>	41
6 <i>Bibliografía</i>	43
<i>Anexo 1</i>	47

Índice de Figuras

<i>Figura 1. Metodología</i>	16
<i>Figura 2. Modos de ventilación: (a) día; (b) noche; (c) noche con velocidad del viento despreciable; (d) Distribución de velocidades</i>	17
<i>Figura 3. Emplazamiento de sensores</i>	18
<i>Figura 4. Emplazamiento de los sensores: (a) IAQ; (b) Hilos calientes; (c) Estación meteorológica</i>	19
<i>Figura 5. Modelo de simulación: (a) TRNSYS; (b) Método “Onions”</i>	21
<i>Figura 6. Diferenciales de presiones</i>	23
<i>Figura 7. (a) Coeficiente de descarga en las chimeneas solares; (b) Coeficiente de presión; (c) Parámetros del coeficiente de presión</i>	24
<i>Figura 8. Modelo 3D</i>	24
<i>Figura 9. Sección del edificio</i>	25
<i>Figura 10. Calibración de acopamientos: (a) Sección circular; (b) Sección rectangular</i> ..	26
<i>Figura 11. Análisis de datos experimentales: (a) IAQ; (b) Temperatura; (c) Temperatura interior y de la pared; (d) Temperatura de la habitación</i>	28
<i>Figura 12. Validación del modelo de envolvente de ventilación</i>	29
<i>Figura 13. Análisis TRNSYS: (a) Temperatura interior y de la pared; (b) Energía de ventilación y convección de la pared</i>	30
<i>Figura 14. Estrategias pasivas de enfriamiento: (a) EAHE; (b) PDEC</i>	30
<i>Figura 15. Análisis de estrategias de enfriamiento: (a) Temperatura interior y de la pared; (b) Humedad relativa y PPD; (c) Energía de ventilación y convección en la pared; (d) Caudales de ventilación</i>	31
<i>Figura 16. Energía de enfriamiento: (a) demanda de enfriamiento; (b) Demanda eléctrica</i>	33
<i>Figura 17. Modelo de simulación en TRNSYS</i>	34
<i>Figura 18. Localizaciones climáticas</i>	34
<i>Figura 19. Media diaria de temperatura exterior</i>	35
<i>Figura 20. Condiciones climatológicas verano para (a) Alicante (SCV1); (b) Bilbao (SCV2); (c) Burgos (SCV3); (d) Lisboa (SCV4); (e) Madrid (SCV5); (f) Málaga (SCV6); (g) Roma (SCV7)</i>	37
<i>Figura 21. Media diaria de la temperatura interior</i>	37

Índice de Tablas

<i>Tabla 1. Características de los instrumentos</i>	19
<i>Tabla 2. Inputs and outputs en TRNSYS</i>	21
<i>Tabla 3. Propiedades elementos constructivos</i>	25
<i>Tabla 4. Inputs para el modelo de envolvente de ventilación</i>	27
<i>Tabla 5. Resultados RMSE</i>	29
<i>Tabla 6. Análisis de energía de los sistemas de enfriamiento</i>	33
<i>Tabla 7. Datos meteorológicos</i>	35
<i>Tabla 8. Resultados de simulación</i>	37
<i>Tabla 9. Resultado de índices</i>	38
<i>Tabla 10. Resultados climáticos</i>	40





Nomenclatura

A	área (m^2)
A_s	superficie total expuesta del módulo del panel (m^2)
B	anchura del edificio (m)
c	calor específico (kJ/kgK)
C_d	coeficiente de descarga
C_p	coeficiente de presión
CEP	potencial de energía de enfriamiento (kWh/ m^3)
CEcool	energía frigorífica demandada (kW)
D	profundidad del edificio (m)
EEbase	energía eléctrica base demandada (kW)
EEcool	energía eléctrica demandada de enfriamiento (kW)
EER	ratio eficiencia energía
g	fuerza gravitacional por unidad de masa (m/s^2)
hcomf	horas en confort (h)
htot	horas totales (h)
H	altura de la habitación (m)
l	espesor del panel evaporativo (m)
le	característica dimensional del módulo de panel, $le = 1/\xi$ (m)
L	altura de la chimenea (m)
NVCP	potencial de enfriamiento por ventilación natural (%)
m	flujo másico de aire (kg/s)
M	signo de dirección del flujo
PPD	porcentaje previsto de personas insatisfechas (%)
q	caudal de aire (m^3/s)
Q	energía transferida (kWh)
q_{rw}	caudal volumétrico de agua recirculada (m^3/s)
S	relación entre la profundidad y la anchura del edificio
T	temperatura ($^{\circ}C$)
TCP	potencial de temperatura de enfriamiento
U	velocidad del viento (m/s)
v	velocidad del aire (m/s)
VCP	potencial de enfriamiento por ventilación
WF	caudal de agua por superficie expuesta del panel (l/min m^2)
z	altura de la apertura sobre el nivel del suelo (m)

Símbolos griegos

α	ángulo del viento desde la normal a la cara ($^{\circ}$)
Δp	diferencia de presi (Pa)
$\Delta \rho_0$	diferencia de densidad del aire a nivel del suelo (kg/m^3)
ΔT	diferencia de temperatura (K)
ξ	compacidad del panel evaporativo (m^2/m^3)
η	eficiencia de saturación

ρ densidad del aire (kg/m^3)

Subíndices

c chimenea
E exterior
eff efectivo
eva evaporativo
g cristal
grid rejilla
geo geotérmico
in entrada
I interior
m valores medidos
out salida
r habitación
sim valores simulados
t ventana de la torre
v ventilación
w pared
wb bulbo húmedo

Acrónimos

BES simulación energética del edificio
CCP potencial climático de enfriamiento
CFD dinámica de fluidos computacional
EAHE intercambiador de calor tierra-aire
GEB modelo global de balance de energía
IAQ calidad del aire interior
NPL nivel de presión neutro
NV ventilación natural
nZEB edificio de consumo casi nulo
PDEC enfriamiento evaporativo pasivo de tiro descendente
RMSE error cuadrático medio

1 Introducción

1.1 Motivaciones

Los edificios generalmente consumen una gran cantidad de energía y tienen un importante impacto medioambiental. A nivel mundial, la energía consumida por los edificios representa el 40% de la energía primaria y aproximadamente el 70% de la electricidad total consumida [1]. La Directiva (UE) 2018/844 que modificó la Directiva 2010/31/UE sobre el rendimiento energético de los edificios, pretende para 2050 la renovación de los edificios residenciales y no residenciales para convertirlos en un conjunto de edificios de alta eficiencia energética. Las edificaciones evolucionan hacia el concepto de Consumo Energético Casi Nulo (nZEB), que engloba la aplicación de medidas de eficiencia energética para reducir la demanda de energía al mínimo, además de impulsar el uso de energías renovables.

En los espacios interiores es fundamental además disponer de ambientes confortables y saludables que favorezcan el descanso y desarrollo eficiente de la actividad laboral. La reciente pandemia mundial (COVID-19) ha motivado un cambio en los requerimientos que deben reunir los edificios de uso residencial.

La información de la Comisión Europea establece que los sistemas HVAC son responsables del 50% de la energía consumida en viviendas, resultado de satisfacer las necesidades de calidad del aire y confort térmico de los ocupantes. En este aspecto, la ventilación natural es capaz de proporcionar ahorros significativos de energía, siempre que se den las condiciones climatológicas adecuadas, mediante el aprovechamiento del denominado potencial de ventilación natural. El diseño de estos sistemas depende de variables impredecibles como el clima. Hay incertidumbre cuando se consideran las fuerzas que generan la ventilación natural (flotabilidad y viento).

La legislación en la E.U. no tiene en cuenta el potencial de la ventilación natural y los sistemas pasivos de enfriamiento como una fuente renovable para alcanzar los estándares de edificio de consumo casi nulo (nZEB). En cambio, proponen limitar la demanda de energía no renovable y la energía total consumida, incentivando al uso de energías renovables y la aplicación de medidas de ahorro encaminadas a la disminución de la demanda energética. La ventilación natural en ese aspecto puede aportar ambos objetivos además del cumplimiento de los estándares de salubridad.

Actualmente, es difícil para los proyectistas evaluar el potencial de los sistemas de ventilación natural y enfriamiento pasivo en un clima específico durante la fase de diseño de un proyecto. No existen herramientas específicas para la predicción de los flujos de aire a través de la envolvente del edificio impulsados por los efectos de la flotabilidad y presión del viento y que puedan ser integrados con el modelo térmico del edificio.

1.2 Estado del arte

Dentro de las diferentes alternativas de métodos pasivos de climatización, la ventilación natural es la que más beneficio aporta en la fase de diseño del edificio, aunque son muchas las variables que determinan su efectividad.

En la ventilación natural, el movimiento del aire resulta de la diferencia de temperatura y presión entre el ambiente interior y exterior. La American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) define la ventilación natural como “the introduction of outdoor air into a building driven by natural produced pressure differentials”. Estos diferenciales, también conocidos como fuerzas motrices, son dos: la flotabilidad y la presión del viento [2].

La flotabilidad es la diferencia de densidad entre la masa de aire exterior e interior consecuencia de las diferencias de temperatura [2]. El aire más caliente se desplaza introduciéndose aire más frío. Puede ocurrir dentro de un conducto vertical o chimenea, donde se produce un flujo de aire hacia arriba debido a la temperatura más alta del aire, que tiene una densidad menor, por lo que tiende a "flotar". El flujo de aire puede darse también en una trayectoria horizontal [2].

No todos los climas y tipos de edificios son adecuados para la ventilación natural, y debido a las limitadas fuerzas naturales y la capacidad de enfriamiento del aire exterior, este tipo de ventilación establece algunos requisitos, y se ven fuertemente condicionados a la tipología constructiva [3].

Según recogen Chenari et al. [4], las diferencias de temperatura producen fuerzas de flotación que impulsan el flujo a través de las aberturas de la fachada. Dependiendo de la ubicación de estas aberturas, el flujo entrante puede ser de tipo turbulento que se combinará para mezclar el aire dentro del espacio, o puede ser un tipo de flujo de desplazamiento, donde el aire frío del exterior cae hacia el suelo, empuja el aire caliente hacia arriba y hacia afuera a través de las aberturas superiores. Este caso se establece un flujo estratificado bien definido, y se ha demostrado experimentalmente que este régimen de flujo es una característica estable y predominante en los flujos impulsados por las diferencias de temperatura, según indican Heiselberg et al. [5].

Además de depender de la velocidad del viento, la dirección del viento y las diferencias de temperatura entre el interior y el exterior, el flujo de aire en ventilación sobre una sola cara (single-sided ventilation), también está influenciado por las características de turbulencia (intensidad de turbulencia y escalas de longitud) en el viento y la variación en las diferencias de presión inducida, por ejemplo, las ráfagas de viento. Como estos parámetros son inestables, el flujo de aire en la ventilación de una sola cara es mucho más difícil de calcular [3].

Estos mismos investigadores [4], indican que la ventilación cruzada (cross ventilation) se produce en espacios que normalmente tienen aberturas en fachadas opuestas. En este caso, el aire exterior penetra al espacio desde la fachada de barlovento y sale desde el lado de sotavento [6]. La posición de apertura no solo es importante en la ventilación en una sola cara, sino que también es importante en la ventilación cruzada.

La ventilación efecto chimenea (stack ventilation) se produce cuando los flujos de aire entran al espacio ventilado a través de aberturas ubicadas en diferentes fachadas y salen a través de una abertura ubicada en un nivel más alto, como una chimenea. Por ejemplo, las chimeneas solares, que tienen efectos considerables sobre la disminución de las ganancias de calor y la mejora del enfriamiento y la ventilación natural [7].

La ventilación nocturna consiste en enfriar la estructura del edificio por transferencia de calor por convección cuando no está ocupado [8], por lo que es un enfoque útil para edificios de oficinas, con aplicación también en edificios residenciales. Mediante la ventilación nocturna se elimina el calor acumulado en la masa térmica de los elementos de construcción. Durante el día siguiente, estos elementos frescos, absorben las ganancias de calor, lo que permite un amortiguamiento de la temperatura interior.

La ventilación controlada se puede definir como la apertura controlada de ventanas operables, respiraderos y puertas.

Centrándonos en la ventilación mediante chimenea solar, son diversos los investigadores que llegan a conclusiones similares respecto al ángulo óptimo que deben tener éstas para disponer de un mayor volumen de aire de ventilación. Según recogen Monghasemi y Vadiiee [9], Mathur et al. demostraron que el ángulo óptimo de inclinación del absorbente varía de 40° a 60° , según la latitud del lugar. Mientras que Hamdy y Fikry descubrieron que el ángulo de inclinación óptimo de un colector solar requerido para proporcionar el mejor rendimiento de ventilación para su modelo experimental era de 60° , este ángulo de inclinación era de aproximadamente 45° según los experimentos de Mathur et al. [9]. Khanal y Lei [10] analizan las estrategias impulsadas por flotación y aplicación de chimeneas solares en edificios.

Diversos autores estudiaron el potencial de las chimeneas solares a partir del desarrollo de modelos globales de balance de energía (GEB) [11-13]. Saleem et al. [14] obtuvieron caudales de ventilación en el rango de $0,019-0,033 \text{ m}^3/\text{s}$ durante el día, para unas dimensiones de chimenea solar de 1,4 m de alto, 0,6 m de ancho, 0,20 de profundidad de hueco y 45° de ángulo de inclinación. En [15] se desarrolló un modelo predictivo de la tasa de flujo en función de la intensidad de la radiación solar incidente, considerando el efecto de otros factores como la transmisividad y emisividad del acristalamiento, la absorptividad y el área del absorbedor solar, los tamaños de la entrada y la salida, la configuración de la sala.

Según recoge Khan et al [16], un estudio [17] analizó una torre de viento acoplada a chimeneas solares. El sistema consistía en una torre de sección uniforme que conecta con las habitaciones a ser ventiladas. Las chimeneas solares se utilizaron para mejorar los efectos de ventilación por flotabilidad y de escape por las salidas diseñadas para tal fin. El análisis involucró el uso de valores predeterminados de presión y coeficientes de pérdida tomados de estándares de ingeniería en sistemas de conductos y ventilación. En general, el transporte del aire es una combinación de fuerzas aerodinámicas y térmicas. En la propia torre de viento se concluyó que los efectos térmicos eran insignificantes, mientras que en la chimenea solar sucedía lo contrario. Los resultados reflejaron que a bajas velocidades del viento dominaba la ventilación impulsada por la chimenea solar, sin embargo, este patrón se redujo considerablemente con el aumento de la velocidad del viento. La conclusión general del estudio fue que el sistema es extremadamente satisfactorio como sistema de ventilación y enfriamiento.

En otro estudio realizado por Imran et al. [18] se analiza una chimenea solar en condiciones climáticas iraquíes. Éste análisis es realizado por un programa de dinámica de fluidos computacional (CFD). Los parámetros que afectan al rendimiento de una chimenea solar son; ángulo de inclinación, espesor y flujo de energía solar (W/m^2). El estudio investiga el efecto de la radiación solar incidente sobre la velocidad del flujo de aire y la distribución de la temperatura dentro de la chimenea. Por otro lado, Bahadori et al. [19] analizan dos nuevos diseños de torres de viento provistos de enfriamiento evaporativo que se compararon con una torre de viento convencional. Bassiouny y Koura [20] estudian cómo influye el efecto del tamaño de la abertura de entrada a la habitación, el espacio de aire entre el vidrio y el absorbente en el patrón del flujo y la variación de la velocidad del aire a través de la chimenea. Bouchahm et al. [21] evaluaron el rendimiento térmico de torres de viento utilizadas en un clima cálido y seco. Reyes et al. [22] también realizan propuestas de mejora y analizan diferentes alternativas tipológicas de torres de viento que mejoran la entrada de aire a los recintos.

El potencial que proporciona la ventilación natural está establecido por las condiciones exteriores, cuando son adecuadas para proporcionar confort interior. La metodología expuesta en [23] utiliza el “adaptive thermal confort model” de la ASHRAE 55. Se calcula el intervalo de tiempo que las condiciones exteriores se sitúan dentro de los umbrales de confort que establece el modelo para las condiciones interiores. La simulación energética del edificio (BES) permite evaluar el potencial climático de enfriamiento (CCP) de una manera específica para un edificio y clima determinado.

Otra técnica para la circulación del aire en el edificio es por medio de tuberías enterradas a varios metros bajo tierra, que utilizan la tierra como fuente natural de temperatura constante. La temperatura 2-3 m bajo tierra se mantiene bastante inalterada. Esta temperatura es más alta que la temperatura de la superficie en invierno y más baja en verano. Este sistema que se puede aplicar para una mejor ventilación a través de un efecto

de enfriamiento o calentamiento denominado intercambiador de calor tierra-aire (EAHE) [24].

Una torre de viento asistida por una chimenea solar, puede ser utilizada como estrategia para la ventilación natural y el enfriamiento pasivo. La torre de viento se utiliza para favorecer la entrada de aire desde cotas elevadas y distribuirlo por las diferentes zonas de la edificación. El aire contenido en la chimenea solar se calienta, cuando la radiación solar incide sobre una superficie con alta captación de energía que la transfiere al interior de la cavidad. La diferencia de temperatura del aire en la chimenea y la habitación produce la operación de extracción debido al fenómeno de flotabilidad. Las torres de vientos han sido utilizadas durante siglos por su alto potencial de ventilación natural. Estos elementos consiguen reducir la temperatura del interior y proporcionar aceptables niveles de confort.

Existen dos enfoques para evaluar el potencial de ventilación natural, de una manera genérica a partir de los datos climatológicos del lugar y otra específica estudiando un edificio concreto [25]. La simulación energética del edificio permite evaluar el potencial climático de enfriamiento de una manera específica para un edificio y clima determinado.

El enfriamiento evaporativo combinado con la ventilación natural tiene el potencial de reducir la temperatura del aire exterior en climas calurosos con humedad moderada aprovechando el calor latente del agua en un proceso adiabático. El enfriamiento evaporativo pasivo de tiro descendente (PDEC) promueve una ventilación de arriba hacia abajo enfriando el aire en la parte superior del edificio [26]. Una torre de viento se puede emplear con eficacia en los sistemas PDEC para facilitar la entrada de aire a un sistema evaporativo. Existen diferentes materiales que pueden ser adecuados para la fabricación de los paneles humectados empleados para los sistemas evaporativos directos como pueden ser los paneles metálicos porosos, paneles de celulosa, paneles cerámicos porosos o paneles de polímeros plásticos.

1.3 Estado de la técnica

La mayor dificultad en el diseño de sistemas de ventilación natural impulsados por la flotabilidad y el viento, es la estimación simultánea de los flujos de aire de ventilación y las temperaturas interiores en el edificio. COMIS [27] y CONTAM [28] son herramientas que permiten calcular los flujos de aire a través de la envolvente del edificio a partir de un modelo que consiste en un conjunto de nodos vinculados entre sí a través de componentes de flujo (objetos). Estas herramientas están integradas por los módulos TRNFLOW [29] y Airflow Network [30] en los programas de simulación energética de edificios TRNSYS [31] y EnergyPlus [32]. Sin embargo, estos modelos están limitados a la hora de evaluar soluciones de ventilación pasiva que requieren la predicción simultánea de la temperatura y el caudal, como en los casos de las chimeneas solares y las torres de viento.

1.4 *Objetivos de la tesis*

Los objetivos principales de esta investigación son dos.

1) desarrollar y validar experimentalmente un modelo matemático de flujos de aire a través de la envolvente de una vivienda bioclimática que incorpora diferentes estrategias de ventilación natural como una torre de viento asistida por chimeneas solares. El confort interior y la calidad del aire se evalúan en un clima específico integrando la envolvente de ventilación validada con la simulación energética del edificio. Se aplican varias herramientas de cálculo que se conectan para obtener un resultado común para los caudales de ventilación y temperaturas interiores. La combinación de estas herramientas permite el análisis de otras estrategias implementadas, como la ventilación nocturna y la inercia térmica, y permite la simulación de otros sistemas de refrigeración pasiva de actual interés, como el enfriamiento pasivo de tiro descendente (PDEC) y el intercambiador de calor tierra-aire (EAHE), que pueden proporcionar un importante ahorro energético en comparación con otros sistemas convencionales. Además, se proponen varios indicadores para evaluar la eficiencia energética del proyecto.

2) simular el sistema PDEC impulsado por chimeneas solares en diferentes zonas climáticas propuestas con el propósito de evaluar el rendimiento y su aplicabilidad. Se utiliza el modelo y parámetros de un novedoso panel de enfriamiento evaporativo directo fabricado por malla de plástico como solución de enfriamiento del aire de entrada. Este sistema es simulado conjuntamente con el modelo energético del edificio previamente desarrollado y validado experimentalmente.

El modelo desarrollado, en comparación con otras herramientas disponibles que utilizan el modelo de nodos de red de caudales, permite evaluar soluciones de ventilación pasiva a través del modelo de caudales de la envolvente conjuntamente a la simulación energética del edificio (BES). El modelo integrado permitirá además tomar decisiones sobre la idoneidad de utilizar una estrategia pasiva de ventilación o sistema de enfriamiento, en función de la localización y el clima para una solución constructiva concreta.

1.5 *Publicaciones constitutivas de la tesis*

La presentación de esta tesis sigue la modalidad por compendio de publicaciones. En esta sección se ha incorporado un resumen general de cada una de las publicaciones que han resultado del trabajo desarrollado en esta tesis. Los objetivos definidos anteriormente corresponden con cada uno de los trabajos publicados.

Simulation and experimental study of residential building with north side wind tower assisted by solar chimneys

Este es el artículo principal de la tesis que engloba la validación del modelo energético. En este trabajo se realizó la validación experimental del modelo de caudales de ventilación a

través de la envolvente en combinación con el modelo térmico multizona, que integra las estrategias de ventilación natural presentes en la vivienda de referencia (vivienda bioclimática). Para el desarrollo de este modelo se utilizaron dos herramientas informáticas EES y TRNSYS. El modelo permitió predecir simultáneamente los caudales de ventilación y las temperaturas en el interior del edificio. En el estudio se abordó además el impacto de los sistemas de ventilación natural y refrigeración pasiva en el consumo energético de los edificios residenciales. Se simuló el rendimiento de una edificación de referencia equipada con una torre de viento asistida por varias chimeneas solares. Los resultados se muestran en los apartados 3.1 al 3.4 de este documento.

Analysis of the performance of a passive downdraught evaporative cooling system driven by solar chimneys in a residential building by using an experimentally validated TRNSYS model

En este trabajo se realizó la simulación del sistema PDEC impulsado por chimeneas solares en diferentes zonas climáticas propuestas con el propósito de evaluar el rendimiento y su aplicabilidad, definida ésta como la idoneidad del sistema evaporativo para ser aplicado en un clima concreto. Como solución de enfriamiento del aire de entrada al sistema PDEC se utilizó un modelo empírico de un novedoso panel de enfriamiento evaporativo directo fabricado por malla de plástico. Se integraron en el modelo energético del edificio tanto el modelo empírico del panel evaporativo como el modelo de ventilación y térmico de la vivienda validado experimentalmente. El modelo integró el modelo de caudales de la envolvente del edificio con el modelo térmico multizona que incluyó las soluciones de ventilación pasiva PDEC y chimeneas solares. Los resultados se muestran en los apartados 3.5 y 3.6 de este documento.

2 Materiales y Métodos.

La Figura 1 muestra un esquema de la metodología utilizada en esta investigación, incluyendo el modelo de flujo de aire a través de la envolvente del edificio y las ecuaciones matemáticas, coeficientes y correlaciones que rigen la ventilación natural. Se define la geometría tridimensional del edificio y se identifican las zonas térmicas. Los parámetros del modelo térmico se implementan en el entorno de simulación. Se presenta el proceso de recogida de datos in situ y la validación del modelo de ventilación.

Antes de la toma de datos, se calibraron en el laboratorio los sensores que miden la velocidad del aire en las chimeneas solares. La correlación obtenida establece la relación entre la velocidad medida en el centro de cada acoplamiento (ubicación del sensor) y el flujo que circula por la sección. Los datos climáticos locales (temperatura, humedad, velocidad y dirección del viento), las condiciones interiores (temperatura, humedad, nivel de confort y CO₂) y la velocidad y la temperatura del aire a la entrada de las chimeneas solares se monitorizaron durante 4 días.

Los valores de radiación solar se obtuvieron de una estación meteorológica situada a 8 km del edificio de referencia. Esta estación se denota como MO51 y es propiedad del Servicio de Información Agraria de Murcia (SIAM). De esta estación también se obtuvieron datos históricos de dirección y velocidad del viento entre 2010 y 2020. El modelo de ventilación de flujo envolvente y el modelo térmico multizona se resolvieron simultáneamente. En la validación se evaluó el error cuadrático medio (RMSE) entre los datos experimentales y los predichos, y se ajustaron los parámetros de entrada mediante un proceso iterativo.

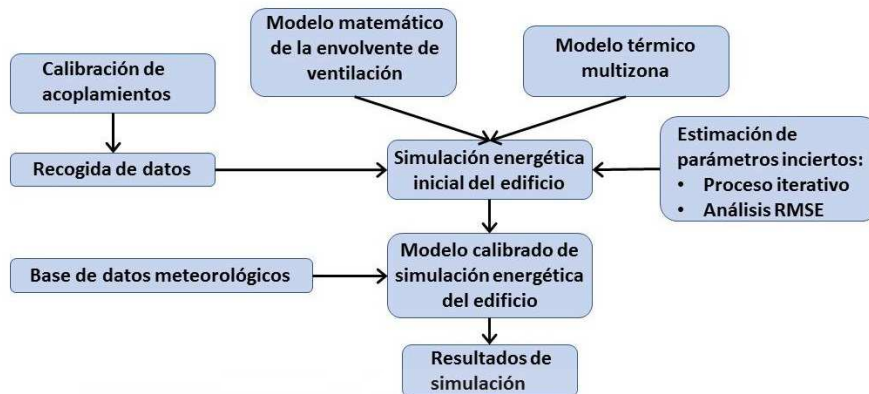


Figura 1. Metodología

2.1 Descripción del prototipo

La vivienda de referencia denominada “La Casa de la Tierra” incorpora diferentes acciones arquitectónicas y sistemas bioclimáticos como estrategia de ventilación natural. Está situada en planta baja y compuesta por una zona común diáfana que incluye la sala de estar, cocina, comedor y despacho. Las zonas de descanso las forman tres dormitorios, uno doble y dos individuales.

El sistema consiste en una torre de viento orientada al norte asistida por cuatro chimeneas solares situadas en el perímetro de la construcción que comunican con las estancias. La torre de viento favorece la entrada natural del aire desde el exterior generando una corriente descendente provocada por la velocidad y la presión del viento al incidir en las aberturas de la fachada. El flujo de aire a través de los espacios se produce por ventilación convectiva donde el aire se extrae impulsado por los fenómenos de flotabilidad y diferencias de temperatura que se producen en las chimeneas

En combinación con el sistema de ventilación natural descrito, la vivienda presenta alta inercia térmica. Los muros actúan como un acumulador de energía durante el día. Por la noche cuando se incrementa la ventilación, se disipa cuando la temperatura exterior es menor que la interior.

La ventilación nocturna se estableció por medio de la apertura de diferentes puertas de la fachada Sur desde las 21:00h a 9:00h del día siguiente. La vivienda presenta varios modos

de ventilación que dependen de las condiciones exteriores y la estrategia considerada. Además, dispone de un equipo de aire acondicionado de 4,85 kW de potencia eléctrica para ser operado bajo demanda de los usuarios

En la Figura 2a se representa el caso descrito anteriormente, donde el aire entra a la vivienda y es evacuado por las chimeneas solares. Éste será el modo esperado durante el día en los meses más soleados y calurosos. Durante la noche se presentan dos posibles casos. La velocidad del viento es suficiente para generar una corriente descendente en la torre y el aire es evacuado por las chimeneas y las aberturas de la fachada sur, y la velocidad del viento es insignificante y se produce un flujo contrario en la torre de viento (Figuras 2b y 2c respectivamente).

La torre de viento tiene sus aberturas orientadas al norte, para favorecer la entrada de un aire más fresco. Se representa en la Figura 2d la distribución de direcciones y magnitudes del viento para el periodo entre el año 2010 y 2020. Las direcciones predominantes se sitúan cercanas a la dirección norte englobando el 60% de la frecuencia.

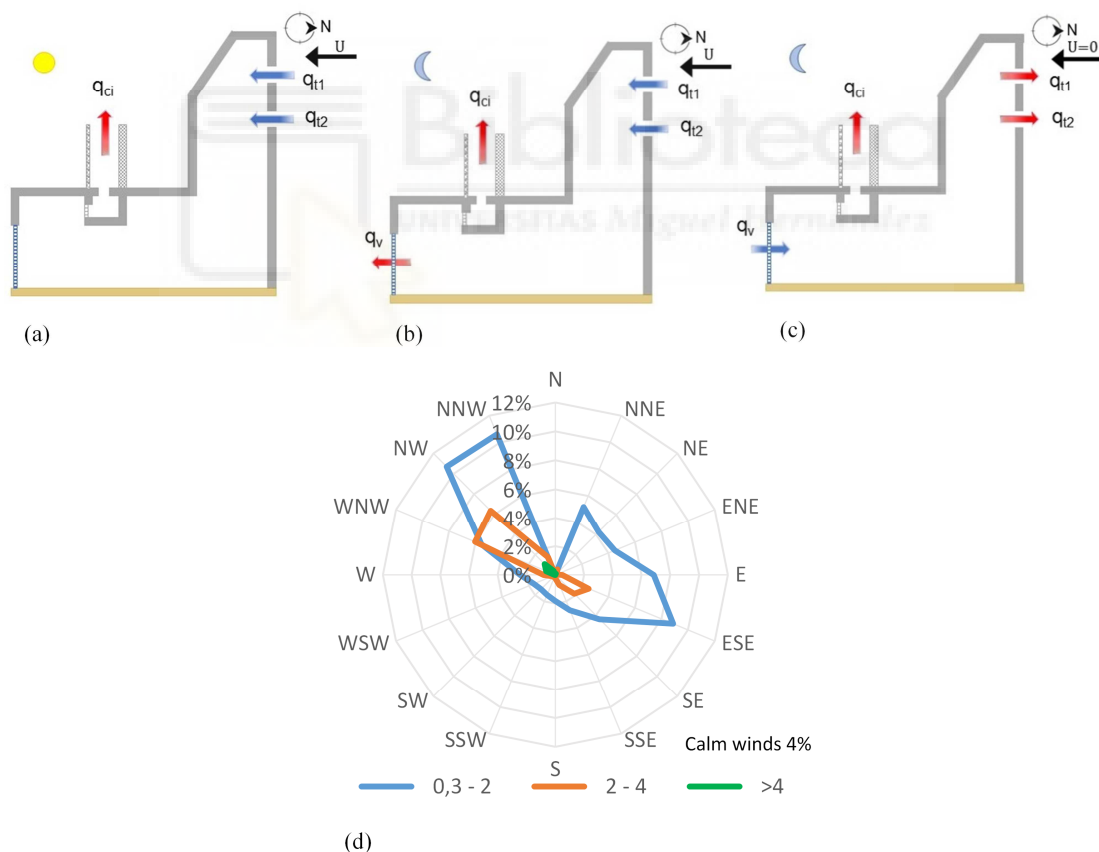


Figura 2. Modos de ventilación: (a) día; (b) noche; (c) noche con velocidad del viento despreciable; (d) Distribución de velocidades

2.2 Recopilación de datos experimentales

La recopilación de datos in-situ se realizó del 23 al 27 de julio de 2020 donde se midió la velocidad y temperatura del aire a la entrada de las chimeneas, la temperatura de la pared en la zona de estar y el consumo de energía eléctrica. Se registraron un total de 94 horas en intervalos de 5 minutos. La Figura 3 representa la situación de los instrumentos de medición en la vivienda.

En cada chimenea solar se colocó una sonda de hilo caliente (Testo 440) en el centro de la sección de entrada, para determinar la temperatura y la velocidad del aire. En la sala de estar, por ser el espacio más ocupado por los usuarios, se instaló un instrumento multifunción Testo 480 (Figura 4a) para medir los parámetros de la calidad del aire interior (IAQ) y el porcentaje previsto de personas insatisfechas (PPD). El índice PPD proporciona una predicción cuantitativa del número de personas que estarán insatisfechas con el nivel de confort térmico dentro de la casa. Este valor es calculado directamente por el programa integrado en el instrumento según la norma ISO 7730 [33] en función de las temperaturas medidas del aire interior y de radiación, la velocidad del aire y la humedad relativa. La estación meteorológica (PCE-FWS 20N) se situó en la parte más alta del edificio (Figura 4c) y se midió el consumo de energía eléctrica con un analizador circutor Myebox 1500. Para el ensayo de calibración de los acoplamientos se utilizó un balómetro Testo 420. Todas las características de los sensores se muestran en la Tabla 1.

Las mediciones efectuadas no afectaron a la rutina diaria de la familia que habita en ella cuyos miembros se encargaron además de registrar manualmente las aperturas y cierres de puertas y ventanas. Durante la recolección de datos, el equipo de aire acondicionado entró en funcionamiento entre las 10:30 y las 12:30 del 25 y 26 de Julio. La disminución de la temperatura en el interior ocasionó un leve aumento de caudal de aire a través de las chimeneas. Durante la recopilación de datos la ventana superior permaneció cerrada, la entrada de aire en la torre se realizó por la ventana interior.

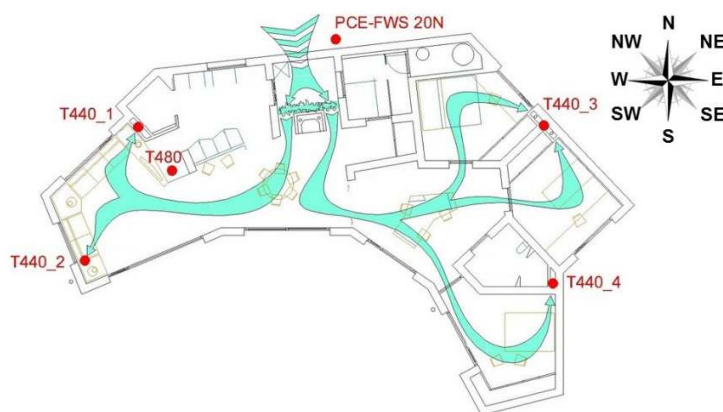


Figura 3. Emplazamiento de sensores



Figura 4. Emplazamiento de los sensores: (a) IAQ; (b) Hilos calientes; (c) Estación meteorológica

PCE-FWS 20N

Parámetro	Sensor	Rango	Precisión
Temperatura de bulbo seco interior	NTC	0-50 °C	-
Humedad relativa interior	Capacitivo	1-99%	-
Presión atmosférica	Sensor interno	300-1100 hPa	± 3 hPa
Temperatura de bulbo seco exterior	NTC	-40-60 °C	±1 °C
Humedad relativa exterior	Capacitivo	1-99%	±4 % a 20-80 % ±6 %
Velocidad del viento	Sensor velocidad del viento	0-50 m/s	±1 m/s a < 5 m/s ±10 % a > 5 m/s
Dirección del viento	Veleta	-	-

TESTO 480

Parámetro	Sensor	Rango	Precisión
Temperatura de bulbo seco	NTC	0-50 °C	± 0,3 °C
Humedad relativa	Capacitivo	0-100%	± 2,5
CO ₂	-	0-10000 ppm	± (75 ppm + 3% m.v.)
Temperatura radiante	Termopar tipo K	0-120 °C	Clase 1
Velocidad del aire	Hilo caliente	0-5 m/s	± (0,03 m/s + 4% m.v.)

TESTO 440

Parámetro	Sensor	Rango	Precisión
Temperatura de bulbo seco	NTC	-20-70 °C	± 0,5 °C
Velocidad del aire	Hilo caliente	0-30 m/s	± (0,03 m/s + 4% m.v.)

TESTO 420

Parámetro	Sensor	Rango	Precisión
Caudal de aire	Campana de captación	40-4000 m ³ /h	±3 % del v.m. + 12 m ³ /h a +22 °C

Tabla 1. Características de los instrumentos

2.3 Descripción del modelo

El modelo propuesto en la Figura 5a, se basa en el método “onions” descrito por Hense [34]. Este método consiste en realizar un cálculo de las variables de salida a partir de sucesivas iteraciones en cada tiempo base de la simulación con el objetivo de obtener las temperaturas interiores de cada zona y los caudales de ventilación (Figura 5b).

Los caudales de ventilación que se obtienen del modelo matemático de caudales de aire, a partir de las temperaturas interiores iniciales de cada zona, son introducidos como variable de entrada en el modelo térmico multizona para obtener el nuevo valor de temperatura interior. Este proceso es repetido sucesivamente en cada intervalo de tiempo hasta encontrar una solución satisfactoria para ambos modelos.

Para la resolución del modelo de caudales de aire se emplea EES (Engineering Equation Solver) [35]. EES es una herramienta de resolución de ecuaciones no lineales que dispone de una amplia base de datos de funciones y variables termodinámicas. TRNSYS (Transient System Simulation Tool) es una herramienta que permite la simulación de procesos dinámicos a través de diversas librerías de funciones denominadas “types” que se relacionan entre sí mediante variables de entrada y salida. TRNBUILD (type56) es un type que permite introducir toda la información térmica y propiedades del edificio con la posibilidad de importar la información geométrica a partir de la herramienta de diseño en tres dimensiones SketchUp. La función type66a permite enlazar las variables de EES con el motor de cálculo de TRNSYS (kernel) para realizar el proceso iterativo entre ambos modelos. Las condiciones climatológicas de la simulación se obtuvieron desde la base de datos de meteonorm [36] a través del type15. Los horarios de apertura y cierre de las aberturas que contribuyen a la ventilación nocturna son introducidos por la función type14, a través del valor de su área (A_v). A partir de la función type119a se reproducen las condiciones interiores durante los intervalos que el aire acondicionado es puesto en funcionamiento. Todas las variables de entrada y salida se muestran en la tabla 2.

El coeficiente de convección exterior debido al viento es calculado por la expresión de McAdams [37].

$$h_{wind} = 5,7 + 3,8 \cdot U \quad (1)$$

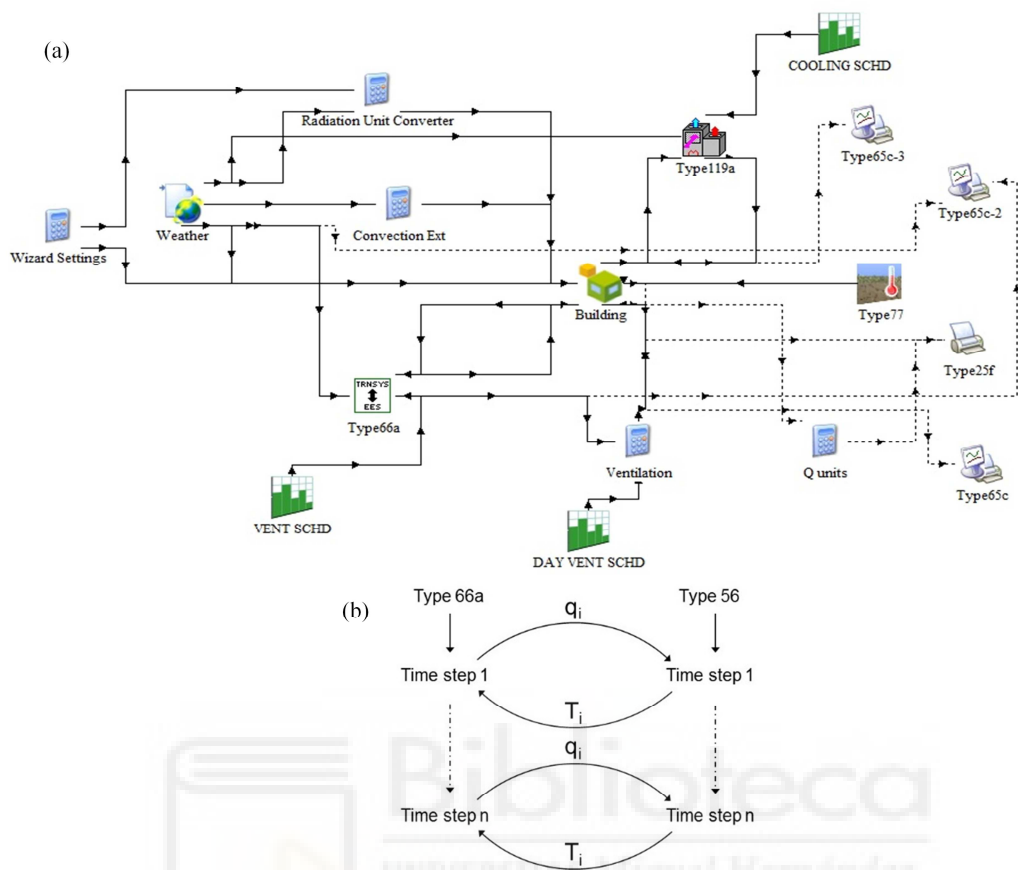


Figura 5. Modelo de simulación: (a) TRNSYS; (b) Método "Onions"

Envoltante ventilación (type66a)		Modelo térmico multizona (type56)			
Inputs	Descripción	Inputs	Descripción		
Outputs	T_{Iv}	Temp. aire sala estar.	Outputs	q_{c1}	Caudal aire chimenea 1
	T_{It}	Temp. aire torre		q_{c2}	Caudal aire chimenea 2
	T_{Ir1}	Temp. aire habitación 1		q_{c3}	Caudal aire chimenea 3
	T_{Ir3}	Temp. aire habitación 3		q_{c4}	Caudal aire chimenea 4
Outputs	T_{c1}	Temp. aire chimenea 1	Outputs	m_{c1}	Caudal másico chimenea 1
	T_{c2}	Temp. aire chimenea 2		m_{c2}	Caudal másico chimenea 2
	T_{c3}	Temp. aire chimenea 3		m_{c3}	Caudal másico chimenea 3
	T_{c4}	Temp. aire chimenea 4		m_{c4}	Caudal másico chimenea 4
	T_E	Temp. exterior	Outputs	T_E	Temp. exterior
	U	Velocidad del viento		T_{SKY}	Sky temp.
	α	Dirección del viento		T_{GROUND}	Temperatura del terreno
	A_v	Area ventilación nocturna			

Tabla 2. Inputs and outputs en TRNSYS

2.4 Modelo matemático de envolvente de ventilación

El modelo matemático de la envolvente de ventilación se basa en el principio de Bernoulli y el fenómeno de flotabilidad. El gradiente de presión es proporcional a la densidad del aire y la tasa de ventilación al área de las aberturas.

Los gradientes térmicos causan diferencias de densidad, y por lo tanto diferencias de presión entre el exterior y el interior. El nivel de presión neutro (NPL) es la altura a la que las presiones interiores y exteriores son iguales [38]. Cuando la temperatura exterior es inferior a la interior, por debajo del NPL el aire se mueve hacia el interior de la vivienda a través de las aberturas, y por encima se produce el efecto contrario. Z_n es la altura del NPL desde el nivel de referencia. El Principio de Conservación de la Masa establece que la tasa de flujo másico de aire a través de las aberturas por debajo del NPL es igual a la tasa de flujo másico de aire a través de las aberturas por encima de él. El NPL determina la dirección del movimiento del aire, abajo de frío a caliente y arriba de caliente a frío.

Las tasas de flujo de ventilación se obtienen utilizando un modelo envolvente de caudales que engloban las siguientes ecuaciones ((2)-(5)).

La expresión que relaciona el diferencial de presión (Δp_i), el área efectiva (A_i) y el caudal (q_i) viene dada por:

$$q_i = C d_i \cdot A_i \cdot M_i \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho_E}} \quad (2)$$

El diferencial de presión en cada apertura de la envolvente está representado por el esquema mostrado en la Figura 6 y dado por la siguiente expresión:

$$\Delta p_i = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_i + \rho_I \cdot g \cdot z_i + \frac{1}{2} \cdot \rho_E \cdot U^2 \cdot C p_i \quad (3)$$

donde el signo del diferencial de presión se introduce en la ecuación (2) por el símbolo "M"; el criterio utilizado es $M = +1$ para el flujo que entra en el espacio y $M = -1$ para el flujo que sale del espacio.

Como las temperaturas del aire en el local y en el interior de la chimenea son diferentes, se consideran dos zonas térmicas para determinar la diferencia de presión a través de la salida de la chimenea.

$$\Delta p_{ci} = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_{ci} + \rho_I \cdot g \cdot H + \rho_{ci} \cdot g \cdot L \quad (4)$$

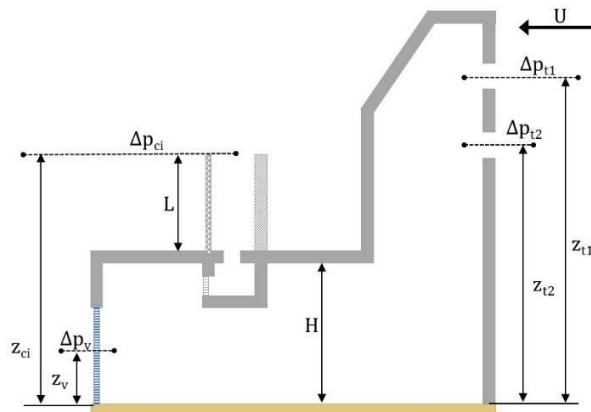


Figura 6. Diferenciales de presiones

El principio de conservación de la masa del sistema se define por la siguiente expresión:

$$\sum \rho_i \cdot q_i = 0 \quad (5)$$

El coeficiente de descarga total de la chimenea solar viene determinado por las diferentes secciones que atraviesa el aire hasta que sale al exterior (Figura 7a). La siguiente expresión permite obtenerlo.

$$\frac{1}{A_{ci\ eff}^2} = \frac{1}{(C_{d\ ci}\ A_{ci\ out})^2} = \sum \frac{1}{(C_{d\ ci\ section}\ A_{ci\ section})^2} \quad (6)$$

$$C_{d\ ci} = \frac{1}{A_{ci\ out} \cdot \sqrt{\sum \frac{1}{(C_{d\ ci\ section}\ A_{ci\ section})^2}}} = \frac{1}{A_{ci\ out} \cdot \sqrt{\frac{1}{(C_{d\ ci\ out}\ A_{ci\ out})^2} + \frac{1}{(C_{d\ ci\ in}\ A_{ci\ in})^2} + \frac{1}{(C_{d\ ci\ grid}\ A_{ci\ grid})^2}}} \quad (7)$$

$C_{d\ ci\ out}$ y $A_{ci\ out}$ son el coeficiente de descarga y el área de la chimenea a la salida, $C_{d\ ci\ in}$ y $A_{ci\ in}$ en la entrada. $C_{d\ ci\ grid}$ y $A_{ci\ grid}$ son el coeficiente de descarga y el área en la rejilla de entrada de aire a la chimenea respectivamente.

El coeficiente de presión del viento en la apertura de entrada de aire se obtiene a partir de la correlación de Muehleisen y Patrizi [39], para un edificio de baja altura.

$$C_{p_i} = \frac{16,12 \cdot 10^{-1} - 1,78 \cdot 10^{-1} \cdot G - 1,15 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 3,28 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2 + 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot \alpha}{1 - 3,12 \cdot 10^{-1} \cdot G - 1,59 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 9,82 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2 + 2,15 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot \alpha} \quad (8)$$

Donde α es el ángulo entre el normal al lado considerado y la dirección del viento, $A_{t\ eff} = C_{d_t} A_t$ es el área efectiva de la apertura, $S = D/B$ es el ratio entre la profundidad y la anchura desde el lado considerado y $G = \ln(S)$. La Figura 7b muestra el C_{p_i} para $S = 1$.

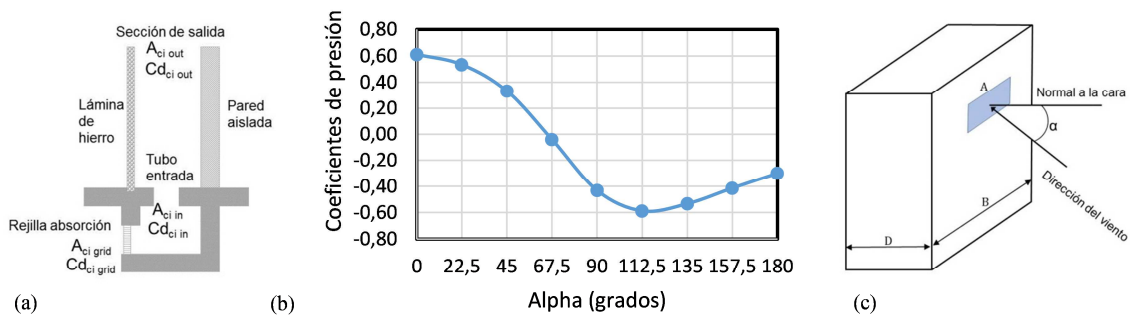


Figura 7. (a) Coeficiente de descarga en las chimeneas solares; (b) Coeficiente de presión; (c) Parámetros del coeficiente de presión

2.5 Modelización térmica multizona

El modelo térmico del edificio se definió geoméricamente mediante la herramienta de diseño sketchUp (Figura 8). Se asignaron los parámetros de los elementos del edificio: tipologías constructivas (capas, elementos constructivos, ventanas), régimen de funcionamiento (ventilación, sistemas de refrigeración, parámetros de confort, cargas térmicas) y definición de zonas (nodos de aire).

TRNSYS permite la simulación de procesos dinámicos a través de librerías de funciones (tipos) vinculadas mediante variables de entrada y salida. TRNBUILD (tipo56) permite la introducción de información del edificio, incluida la información geométrica y térmica importada de la modelización tridimensional en sketchUp.

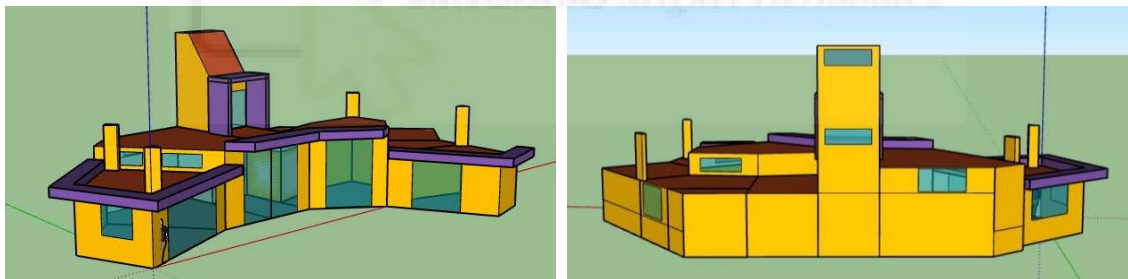


Figura 8. Modelo 3D

Las chimeneas solares tienen diferentes secciones de salida y una altura común de 2 m. La superficie que recibe la radiación es una lámina de hierro pintada de negro que se supone como un cuerpo negro teórico, con una emisividad $\epsilon = 1$, una absorptividad $\alpha = 1$ y una transmisividad $\tau = 0$. La pared de la chimenea está construida con bloques de termoarcilla de 19 cm de espesor con $\epsilon = 0,9$ y $\alpha = 0,8$. La densidad de la termoarcilla es $\rho = 860\text{ kg/m}^3$ para un espesor de 29 cm y $\rho = 920\text{ kg/m}^3$ para un espesor de 19 cm; la capacidad calorífica $c = 1,4\text{ kJ/kgK}$ y la conductividad térmica $k = 0,29\text{ W/mK}$. Las divisiones verticales son muros de termoarcilla de 29 cm de espesor, aislados por el exterior con un mortero de 5 cm de espesor con $k = 0,042\text{ W/mK}$. Las propiedades de los elementos constructivos se presentan en la Tabla 3 y en la Figura 9.

Surface	Description	Thickness (cm)	Transmittance (W/m ² K)
EXTERIOR WALL	Muro de termoarcilla portante y aislamiento proyectado	34	0,469
ADJACENT WALL	Muro de termoarcilla	29	0,855
EXTERIOR ROOF Q1	Cubierta vegetal sobre forjado de hormigón aislado	50	0,487
EXTERIOR ROOF Q2	Cubierta de grava sobre forjado de madera aislado	65	0,150
GROUND FLOOR	Mármol sobre suelo radiante y cámara de aire	18.6	0,541
ADJACENT CEILING	Losa de hormigón	20	3,196
CHIMNEY WALL	Pared de termoarcilla y aislamiento proyectado	24	0,496
IRON SHEET CHIMNEY	Lámina de hierro	2	5,869
TOWER ROOF	Losa de hormigón aislada	34	0,505
WINDOWS	Marco de vidrio y madera de pino 80 mm x 60 mm	10/12/6	1,460

Tabla 3. Propiedades elementos constructivos

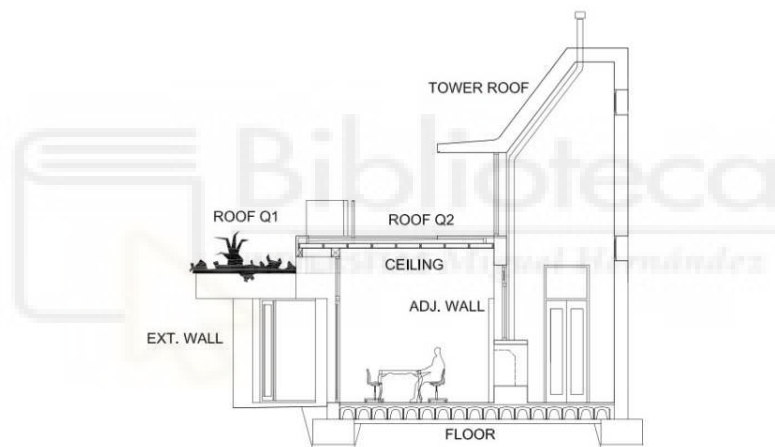


Figura 9. Sección del edificio

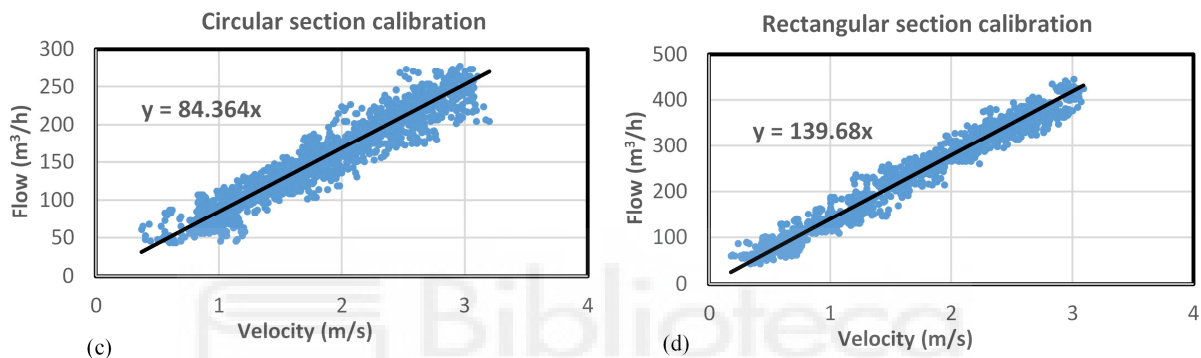
2.6 Validación experimental

En la Figura 10 se muestra el procedimiento llevado a cabo para la calibración de los acoplamientos que se utilizaron en la medición de las velocidades de aire en cada chimenea. En este ensayo se obtuvo la correlación entre la velocidad de aire medida por las sondas de hilo caliente en m/s en el centro de la sección y el caudal de aire total en m³/h que circula. Para ello se utilizó un túnel de viento compuesto por un ventilador de velocidad variable, un balómetro Testo 420 y la sonda de hilo caliente Testo 440.



(a)

(b)



(c)

(d)

Figura 10. Calibración de acopamientos: (a) Sección circular; (b) Sección rectangular

El modelo presentado es validado con los datos experimentalmente recogidos in situ, para ello es necesario ajustar ciertos parámetros inciertos (coeficientes de descarga y coeficiente de reducción de velocidad del viento). Se realiza un proceso iterativo, hasta la obtención del menor valor RMSE (Root Mean Square Error).

Existe incertidumbre en la estimación del valor del coeficiente de descarga que depende de la geometría de la abertura y el tipo de flujo. El valor más extendido para el coeficiente de descarga recomendado por la ASHRAE se sitúa entre 0,6-0,65 [2]. Un valor considerado en el rango de $C_d=0,6\pm 0,2$ [38] puede ser aceptable cuando no se tienen datos más precisos. En otros estudios [40, 41] se obtienen valores entre 0,5 y 1 para diferentes geometrías de abertura y direcciones del viento.

El ajuste de los valores de los diferentes coeficientes de descarga del modelo propuesto se lleva a cabo a partir del análisis RMSE, variando los valores de entrada de los coeficientes, hasta que se obtiene el mejor ajuste. Se establece un coeficiente de descarga de 0,6 para la salida de las chimeneas. Para el resto de secciones se realiza el análisis variando los parámetros entre los valores 0,4 y 0,8. Los resultados se muestran en la Tabla 4. Según exponen Omrani, et al. es correcto considerar coeficiente de reducción para la velocidad del viento en las aperturas en diseños de sistemas de ventilación natural, en referencia a la velocidad medida por una estación meteorológica [42]. Un coeficiente de reducción de 0,5

para la velocidad del viento medida se considera, que corresponde con un factor de corrección de 0,5 (SCF) [43] para un apantallamiento pesado.

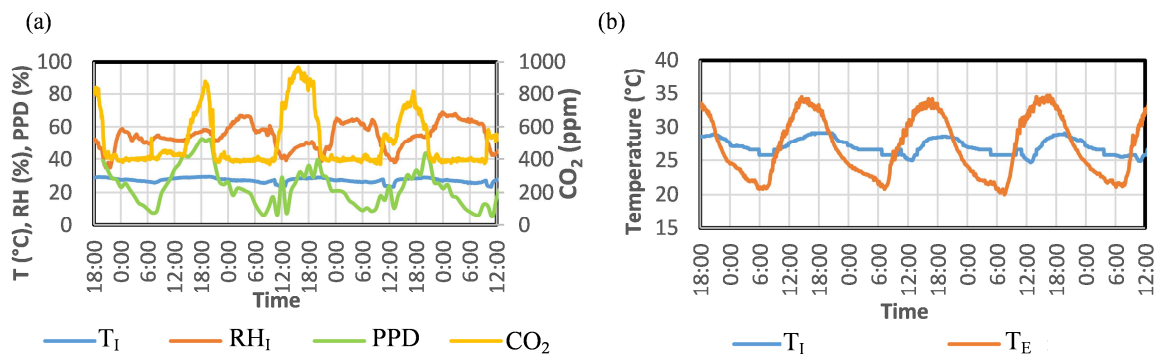
Input	Chim 1	Chim 2	Chim 3	Chim 4	Tower
H (m)	2,5	2,5	2,5	2,5	-
L (m)	2	2	2	2	-
Z (m)	4,5	4,5	4,5	4,5	4,65
A_{out} (m ²)	0,323	0,056	0,296	0,22	0,95
A_{in} (m ²)	0,040	0,020	0,020	0,020	-
A_{grid} (m ²)	0,057	-	0,057	0,057	-
Cd_{out}	0,6	0,6	0,6	0,6	0,4
Cd_{in}	0,4	0,8	0,4	0,4	-
Cd_{grid}	0,5	-	0,5	0,5	-

Tabla 4. Inputs para el modelo de envoltorio de ventilación

3 Resultados

3.1 Análisis de los datos experimentales

En la Figura 11a se muestran los valores de IAQ y confort interior obtenidos de las mediciones. Para la obtención del PPD se consideró un nivel de actividad de 1,2 met y un nivel de ropa de verano de 0,5 clo. Como puede verse el PPD fue inferior al 20% durante la noche, mientras que durante el día alcanzó valores máximos del 50%. Los niveles de CO₂ y la temperatura interior oscilaron entre 400-900 ppm y 25-29 °C respectivamente. Se pueden observar los efectos de inercia en la amortiguación de la temperatura interior respecto a la exterior (Figura 11b), Además la temperatura de los muros permaneció por debajo que la interior (Figura 11c), excepto en las horas centrales de la noche. No se aprecian diferencias significativas entre las temperaturas de las diferentes zonas de la vivienda (Figura 11d).



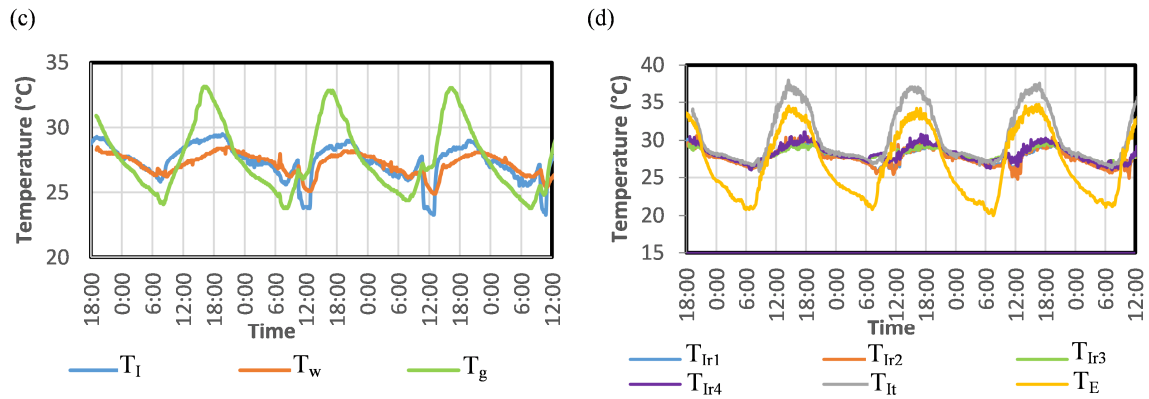


Figura 11. Análisis de datos experimentales: (a) IAQ; (b) Temperatura; (c) Temperatura interior y de la pared; (d) Temperatura de la habitación

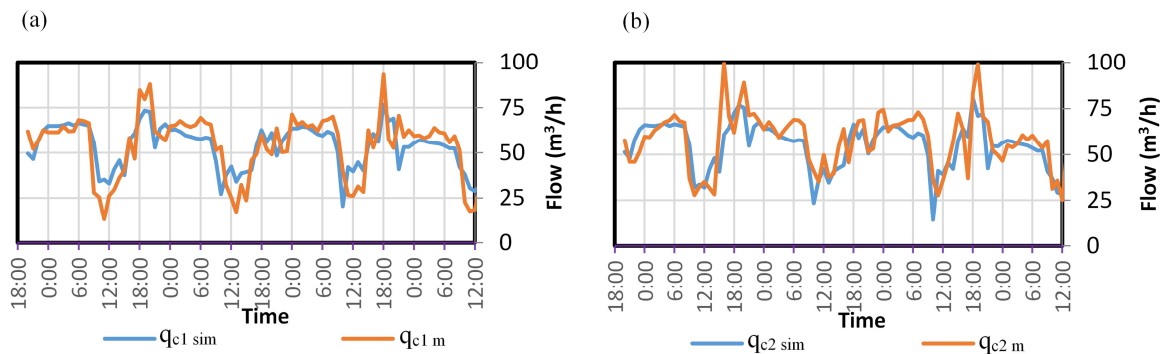
El potencial de ventilación natural (NVP) es determinado por el número de horas que la ventilación natural es capaz de mantener un nivel de confort adecuado. Estableciendo un PPD máximo del 20% se obtiene que de las 94 horas moitorizadas en 46 horas la ventilación natural por si sola proporciona una cantidad de personas insatisfechas inferior a ese valor. Se establece el siguiente índice para evaluar el potencial de enfriamiento por ventilación natural (NVCP), donde $hcomf$ es el número de horas en confort y $htot$ el número de horas totales.

$$NVCP (\%) = \frac{hcomf}{htot} \quad (9)$$

Se obtiene un NVCP del 49% como resultado del análisis de los datos climáticos locales y el confort interior según ISO 7730.

3.2 Validación del modelo de la envolvente de flujos de aire

En la Figura 12 se muestra el resultado de los caudales simulados (sim), obtenidos a partir de los datos y coeficientes de entrada de la Tabla 4, en comparación con los valores medidos (m). Se establece un valor de $5,8 \text{ m}^2$ para el área de ventilación nocturna (A_v). En la Tabla 5 se recogen los resultados del análisis RMSE.



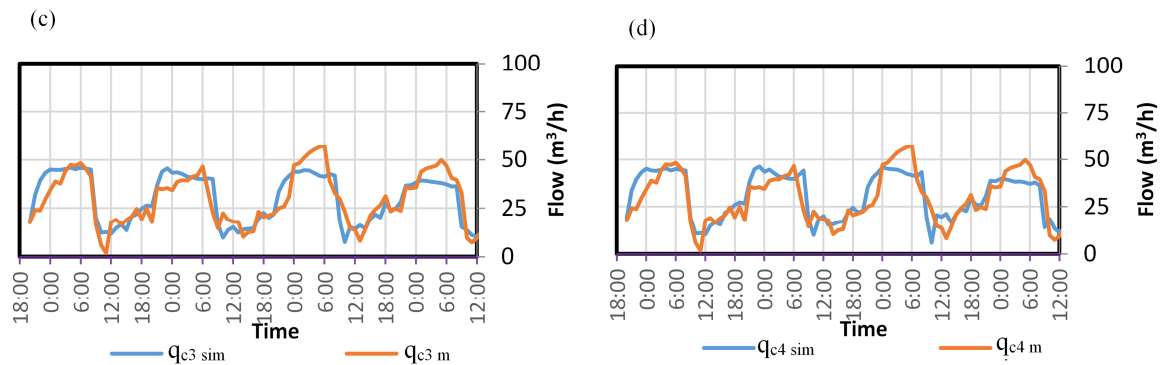


Figura 12. Validación del modelo de envolvente de ventilación

Elements	Flow (m ³ /h)	Max. (m ³ /h)	Min. (m ³ /h)	Average (m ³ /h)	RMSE (m ³ /h)
Chimenea 1	qc1	93,1	13,0	53,6	10,3
Chimenea 2	qc2	99,6	25,1	58,2	10,9
Chimenea 3	qc3	57,2	1,75	29,6	7,25
Chimenea 4	qc4	59,7	22,0	44,9	7,65

Tabla 5. Resultados RMSE

3.3 Análisis de estrategias pasivas de climatización

En esta sección se realiza la simulación energética de edificio. Para el análisis se utiliza el modelo en TRNSYS validado con los datos climáticos de la base de datos meteonorm para la localización. La evolución de la temperatura interior y de la pared permite evaluar los efectos de la ventilación natural y las estrategias implementadas. En la figura Figura 13a se comparan los datos experimentales y simulados.

En la Figura 13b se representa la ganancia de energía sensible que proporcionan las chimeneas 1 y 2 en la zona de estar. El signo negativo representa el proceso de enfriamiento debido a la ventilación natural (NV) y el positivo a las ganancias de calor. Se observa NV proporciona refrigeración durante la noche. Se alcanzan valores positivos para la energía de convección intercambiada por las superficies cuando la pared disipa la energía acumulada durante el día.

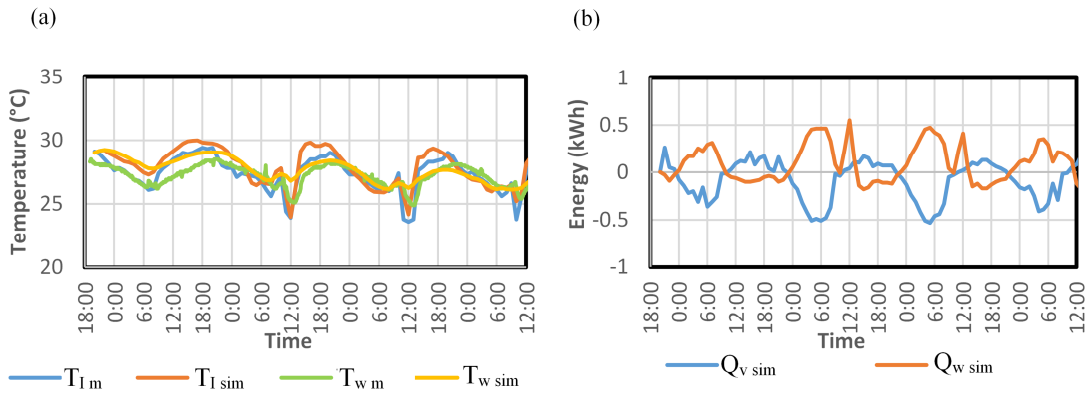


Figura 13. Análisis TRNSYS: (a) Temperatura interior y de la pared; (b) Energía de ventilación y convección de la pared

Se proponen para mejorar en nivel de confort térmico en el interior de la vivienda diferentes estrategias de refrigeración pasiva como el EAHE (Intercambiador de Calor Tierra-Aire) en la Figura 14a y el sistema de enfriamiento evaporativo pasivo de tiro descendente (PDEC) en la Figura 14b. Estos sistemas se combinan con el flujo de aire inducido por las chimeneas solares proporcionando un aire de entrada más frío.

Por la similitud de los experimentos, en la simulación EAHE se supone una temperatura para el aire de entrada $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ inferior a la temperatura exterior, de acuerdo con los resultados de otros autores [44, 45]. El PDEC se simula en TRNSYS como un enfriador evaporativo directo (DEC). Se utiliza la función type33c (temperatura de bulbo seco y ratio de humedad conocida) para obtener la entalpía del aire. Con el type33h (entalpía y humedad relativa conocida) se obtiene la temperatura de bulbo seco a la humedad establecida. La simulación del sistema evaporativo se realiza con los datos climáticos meteonorm, se establece una humedad relativa del 100% y el valor de entalpía constante.

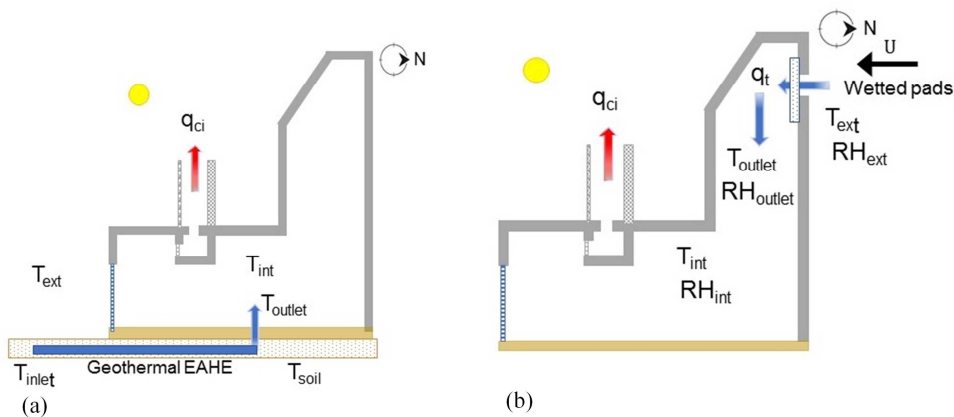


Figura 14. Estrategias pasivas de enfriamiento: (a) EAHE; (b) PDEC

En la Figura 15a se puede ver la comparación de las temperaturas interiores de ambos sistemas y las respectivas temperaturas de las paredes. Debe indicarse que, al ser un sistema

dinámico, la simulación se estabiliza al segundo día, a partir de los valores iniciales de las temperaturas interiores. La simulación muestra que las temperaturas interiores se mantienen en el rango de 23-25 °C durante el día, 24-26 °C durante la noche y las de los muros entre 24-26 °C.

Se observa que la humedad relativa interior alcanza niveles superiores al 80% para el sistema evaporativo, por el contrario, se mantiene en el 40% para el sistema geotérmico. El PPD que predice el confort interior se estabiliza por debajo del 10% para ambas estrategias (Figura 15b). El análisis de energía muestra el potencial de enfriamiento de los sistemas (Figura 15c). En la Figura 15d se muestran los caudales inducidos por la chimenea 1 para las diferentes estrategias analizadas, donde los valores más altos corresponden a la estrategia PDEC.

Para evaluar el NVCP, calculamos el índice según la ecuación (9) expuesta anteriormente. Como puede verse en la simulación ambos sistemas proporcionan un PPD inferior al 10% para el total de las horas, por tanto, resulta un valor NVCP del 100%.

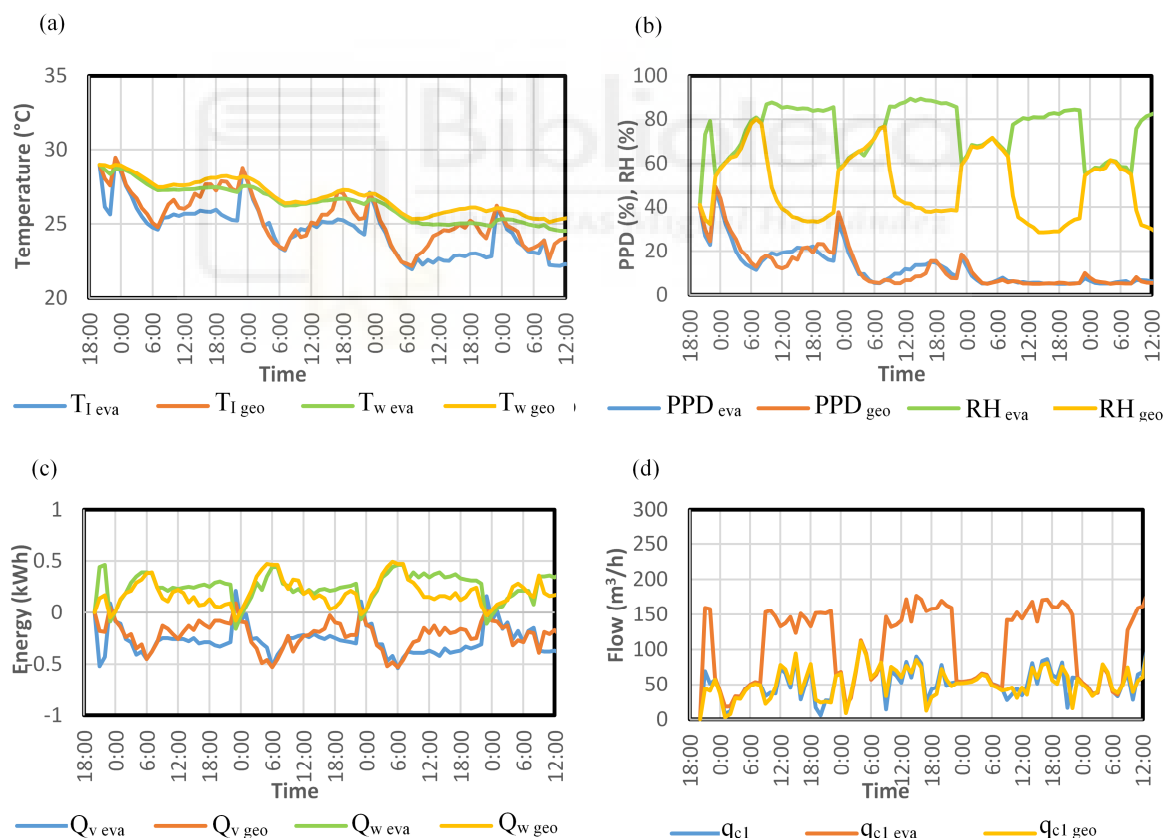


Figura 15. Análisis de estrategias de enfriamiento: (a) Temperatura interior y de la pared; (b) Humedad relativa y PPD; (c) Energía de ventilación y convección en la pared; (d) Caudales de ventilación

3.4 Análisis de energía

El análisis de energía se realiza a partir de la simulación del modelo para los meses de julio y agosto. Seguidamente se propone determinar los ahorros de energía eléctrica respecto a un sistema de enfriamiento por bomba de calor. El índice EER (Energy Efficiency Ratio) relaciona la energía frigorífica demandada (CE_{cool}) con la energía eléctrica consumida por la fuente de enfriamiento (EE_{cool}) según la ecuación (10).

$$EER = \frac{CE_{cool}}{EE_{cool}} \quad (10)$$

La de la vivienda (EE_{base}), sin considerar ninguna fuente de energía de refrigeración, es obtenida a partir de las mediciones realizadas in situ. Para calcular el porcentaje de energía de refrigeración demandada se utiliza la ecuación (11). Se establece un EER de 3, equivalente a una clase energética B según la norma ISO 15502:2006, para el sistema de refrigeración de referencia teórico por bomba de calor. Se obtiene que la energía eléctrica de refrigeración representa un 42% del consumo total de la vivienda,

$$C_{demand} (\%) = \frac{EE_{cool}}{EE_{base} + EE_{cool}} \quad (11)$$

Para calcular los ahorros de energía eléctrica proporcionados por el sistema pasivo de enfriamiento respecto al sistema de referencia, se define la siguiente expresión (12).

$$EE_{savings} (\%) = C_{demand} \cdot NVCP \quad (12)$$

El sistema PDEC proporciona un NVCP de 1. En el caso del EAHE en 22 horas no se alcanza la temperatura operativa, por tanto, supone un NVCP de 0,985. Se considera despreciable cualquier otro consumo eléctrico o de agua asociado. El ahorro de energía térmica de refrigeración referido a la superficie del edificio puede expresarse en kWh/m². Se obtuvieron ahorros de energía de 7,3 kWh/m² y 7,19 kWh/m² para los sistemas PDCE y EAHE, respectivamente, para el periodo simulado.

En la Figura 16a se representa la energía de refrigeración demandada por el edificio en el periodo monitorizado que alcanza su máximo entre las 15:00 y las 18:00h. Durante la noche, debido a la estrategia de ventilación nocturna, ésta demanda es nula. En la Figura 16b se representa el consumo eléctrico de la bomba de calor existente y la demanda eléctrica a una temperatura operativa de 26 °C para un EER de 3. Se puede observar que los picos de consumo del sistema instalado sobrepasan ampliamente a los teóricos simulados de diseño. Para este sistema se obtiene un EER inferior a 1 que representa un 85% del consumo total de la vivienda frente al 42% que se obtendría con el sistema teórico simulado. Los resultados del análisis de energía eléctrica se muestran en la Tabla 6.

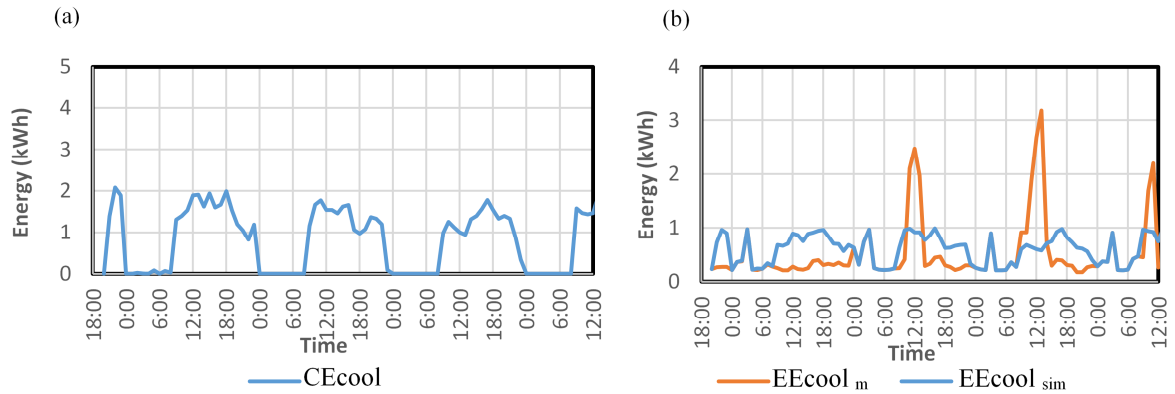


Figura 16. Energía de enfriamiento: (a) demanda de enfriamiento; (b) Demanda eléctrica

Cooling system	EER (%)	Indoor Temp, (°C)	Cdemand (%)
Bomba de calor teórica	3	26	42
Bomba de calor instalada	0,75	23	85
EAHE	-	25	1,5
PDEC	-	24	0

Tabla 6. Análisis de energía de los sistemas de enfriamiento

3.5 Análisis de rendimiento de sistema PDEC enfriado por panel evaporativo directo

El sistema evaporativo que se considera en la simulación es un panel modelo C&V RF-200 del fabricante Control y Ventilación S.L. Está formado por una rejilla o malla fabricada con hilo de polietileno de 0,7 mm de diámetro; 4×4 mm según la norma UNE-62.001. La compacidad resultante es de 117,2 m²/m³ y se caracteriza por presentar buena eficiencia, baja caída de presión y bajo coste de instalación y mantenimiento. El caudal mínimo de agua para el panel evaporativo recomendado por el fabricante es de 20 l/min de agua por metro cuadrado de superficie horizontal (superior) expuesta del panel.

La eficiencia del sistema de enfriamiento evaporativo puede ser expresada según la ecuación (13), donde T_{eva} es la temperatura a la salida del sistema evaporativo, T_{wb} la temperatura de búlbo húmedo y T_E la temperatura exterior.

$$\eta = \frac{(T_E - T_{eva})}{(T_E - T_{wb})} \quad (13)$$

Según se presenta en [46], la eficiencia (η) y caída de presión (Δp_{eva}) en el panel evaporativo pueden ser modeladas utilizando las siguientes correlaciones empíricas, función de la velocidad y caudal de aire a la entrada (v_t y q_t), espesor del panel (l), caudal de recirculación de agua (q_{rw}) y la introducción del parámetro geométrico no dimensional (l/l_e).

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_2 \cdot l^m}{v_t^n}\right) \quad (14)$$

$$\Delta p_{eva} = d_2 \cdot \left(\frac{l_e}{l}\right)^{e_2} \cdot \left(1 + f_2 \cdot \frac{q_{rw}}{q_t}\right) \cdot \frac{\rho_E \cdot v_t^2}{2} \quad (15)$$

El modelo energético desarrollado en TRNSYS, que combina el modelo matemático implementado en EES y modelo térmico multizona, se muestra en la Figura 16.

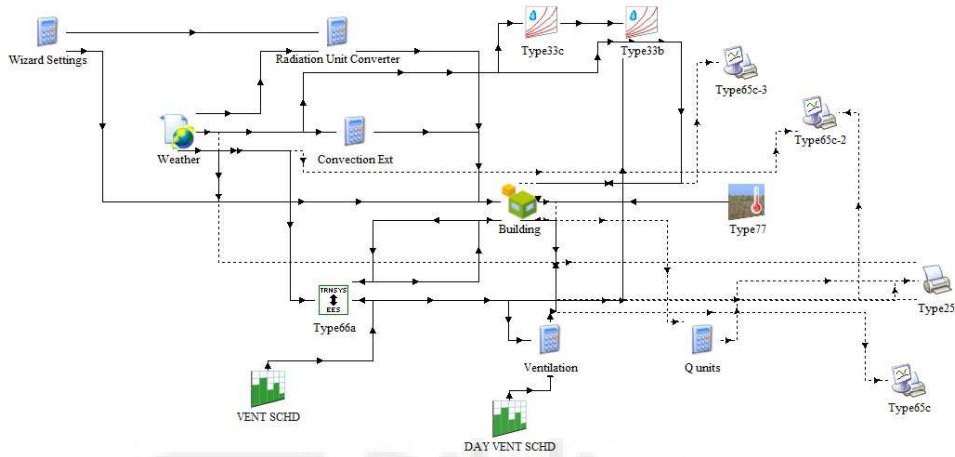


Figura 17. Modelo de simulación en TRNSYS

El sistema PDEC descrito se evalúa en el edificio de referencia utilizando la base de datos climática meteonorm de un año tipo para las localizaciones (Alicante, Bilbao, Burgos, Lisboa, Madrid, Malaga y Roma). La simulación es realizada para el periodo de los meses de julio y agosto (1488h).



Figura 18. Localizaciones climáticas

Como se observa en la Figura 19, la evolución de la temperatura exterior durante el periodo analizado presenta diferencias en cada sitio. La diferencia predominante es de 8 °C entre el clima más frío y el más caluroso. Esta diferencia se reduce a 4 °C en la segunda y cuarta semana del mes de julio y la tercera de agosto. La segunda semana de agosto este diferencial llega a alcanzar los 10 °C. La disparidad de las condiciones meteorológicas entre los diferentes climas produce diferentes rendimientos del sistema PDEC. Los valores

medios de las condiciones exteriores, para cada localización en el periodo analizado, se muestran en la Tabla 7. En la Figura 20 se representan los diagramas psicrométricos. Se establecen 5 tipos de clima en función de estos parámetros:

- Clima 1; caluroso y seco, $T_E > 25$ °C, $RH < 40$ % (Madrid)
- Clima 2; caluroso y humedad moderada, $T_E > 25$ °C, $40 \% < RH < 65$ % (Alicante, Málaga)
- Clima 3; frío y humedad moderada, $T_E < 21$ °C, $40 \% < RH < 65$ % (Burgos)
- Clima 4; frío y húmedo, $T_E < 21$ °C, $RH > 65$ % (Bilbao)
- Clima 5; templado y húmedo, 21 °C $< T_E < 25$ °C, $RH > 65$ % (Lisboa, Roma)

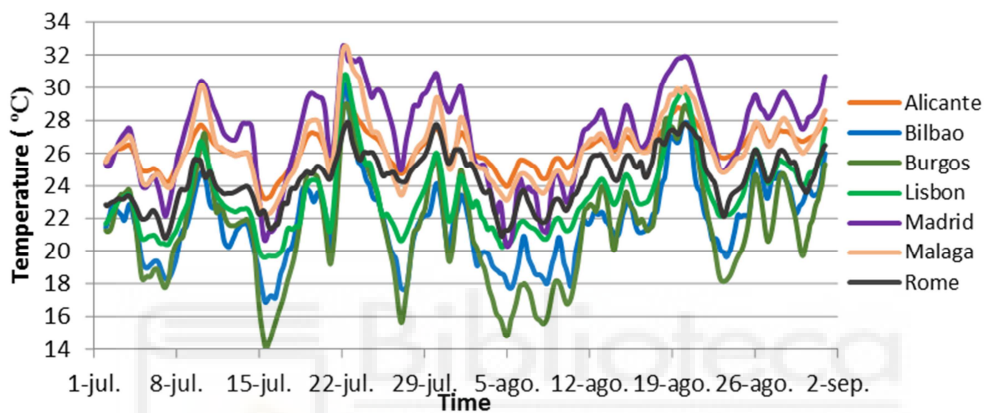
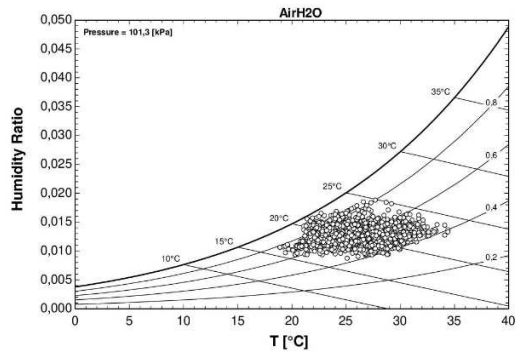


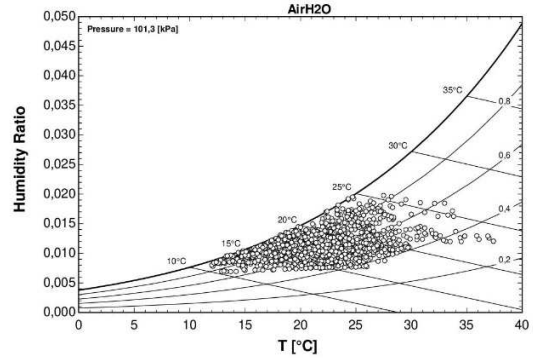
Figura 19. Media diaria de temperatura exterior

Location	T_E (°C)	RH (%)	T_{wb} (°C)	R horiz. W/m ²	U (m/s)	Alpha (°)
Alicante	26	61	17,5	523	2	20
Bilbao	21	69,5	15	350,5	2	270
Burgos	21	53	10	495,5	4	5
Lisbon	22	65	14	505,5	5	345
Madrid	26,5	32,5	8	500,5	2	5
Málaga	26	55	15,5	516	2	70
Rome	23	72,5	17,5	397	3	200

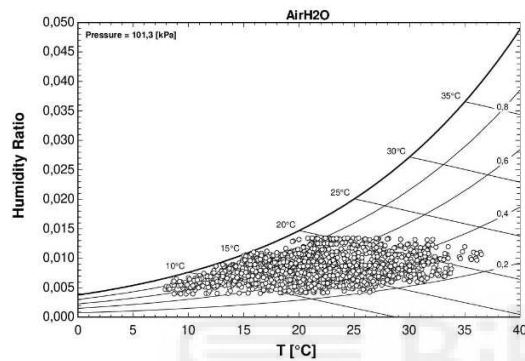
Tabla 7. Datos meteorológicos



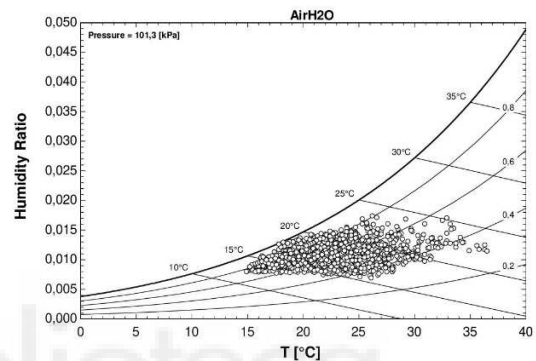
(a)



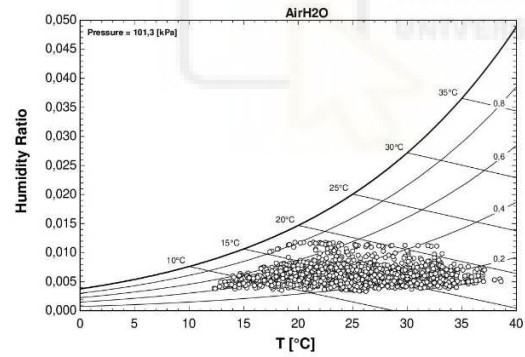
(b)



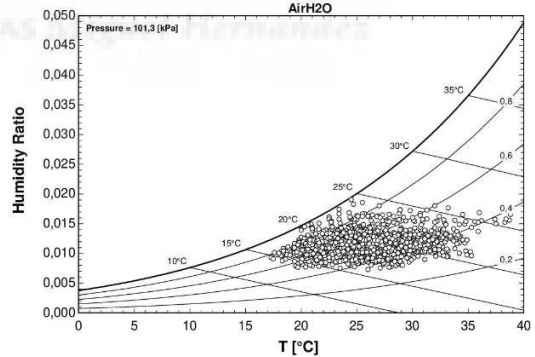
(c)



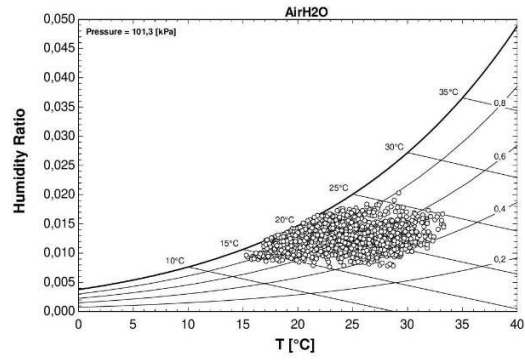
(d)



(e)



(f)



(g)

Figura 20. Condiciones climatológicas verano para (a) Alicante (SCV1); (b) Bilbao (SCV2); (c) Burgos (SCV3); (d) Lisboa (SCV4); (e) Madrid (SCV5); (f) Málaga (SCV6); (g) Roma (SCV7)

Para el modelo evaporativo simulado expuesto en las ecuaciones (13)-(15), se emplearon los siguientes valores de entrada; $l=0,25$ m, $l_e=1/\xi$ para $\xi=117,2$ m, $A_s=A_t=0,95$ m², $q_{rw}=WF*As/1000*60$ m³/h para $WF=20$ l/min*m².

Los términos constantes del panel de malla de plástico simulado para el espesor 250mm fueron presentados en [46], donde se obtuvieron empíricamente unos valores de; $d_2=4,5715$, $e_2=-0,0210$, $f_2=4573,5195$, $\beta_2=1,6951$, $m=0,1926$, $n=0,1198$.

Los resultados de la simulación se muestran en la Figura 21 y la Tabla 8.

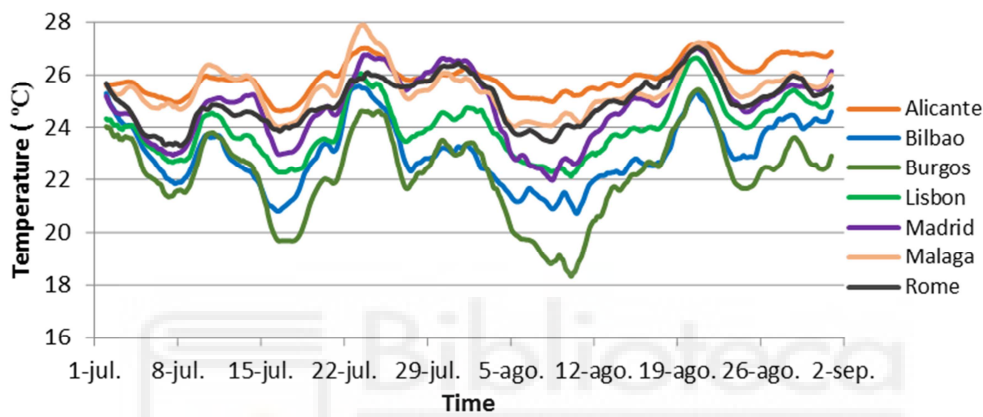


Figura 21. Media diaria de la temperatura interior

Location	Qv (kWh)	Airflow (m ³)	T _i max (°C)	T _i min (°C)	T _e max (°C)	T _e min (°C)	ΔT _i (°C)	ΔT _e (°C)
Alicante	412	775.879	28,4	23,9	34,7	19,0	4,48	15,8
Bilbao	398	707.544	26,6	19,9	35,8	12,5	6,68	23,3
Burgos	511	658.588	26,7	16,9	36,7	7,25	9,88	29,5
Lisbon	398	684.262	27,9	20,7	37,2	15,5	7,15	21,7
Madrid	609	768.861	28,3	21,1	38,3	14,6	7,29	23,8
Málaga	429	742.782	28,8	23,2	38,7	17,6	5,62	21,1
Rome	416	712.429	28,2	22,5	33,3	15,6	5,74	18,0

Tabla 8. Resultados de simulación

3.6 Análisis de índices

Para evaluar el rendimiento del sistema PDEC se establecen tres índices de referencia. Potencial de energía de enfriamiento (cooling energy potential CEP) corresponde a la energía de enfriamiento (Q_v) por volumen de aire ventilado (q_{tot}) en Wh/m³, potencial de temperatura de enfriamiento (temperature cooling potential TCP) es la relación entre la oscilación de temperatura exterior e interior, y potencial de enfriamiento por ventilación (ventilation cooling potential VCP) es el ratio entre las horas en confort (hcomf) y el

número de horas totales (htot). La condición de confort interior se establece para una temperatura inferior a 26 °C.

$$CEP = \frac{Qv}{q_{tot}} \quad (16)$$

$$TCP = \frac{\Delta T_E}{\Delta T_I} \quad (17)$$

$$VCP = \frac{hcomf}{htot} \quad (18)$$

El índice CEP da información sobre el potencial energético de enfriamiento que es capaz de proporcionar el sistema en un clima concreto, un mayor valor significa mayor rendimiento del sistema. Un valor TCP bajo, implica mayor oscilación de temperatura interior respecto a la oscilación de temperatura exterior. El VCP mide el porcentaje de horas de confort respecto a las horas totales.

Los resultados de estos índices para cada localización se muestran en la Tabla 9.

Location	CEP (Wh/m³)	TCP	VCP
Alicante	0,53	3,52	0,55
Bilbao	0,56	3,49	0,98
Burgos	0,78	2,98	0,99
Lisbon	0,58	3,03	0,94
Madrid	0,79	3,26	0,78
Málaga	0,58	3,75	0,72
Rome	0,58	3,13	0,80

Tabla 9. Resultado de índices

4 Discusión

El DB-HS3 del Código Técnico de la Edificación (CTE) que establece los requerimientos de calidad de aire interior en los edificios, exige que se proporcione un flujo de aire desde el exterior suficiente para garantizar una concentración media anual de CO₂ en cada habitación inferior a 900 ppm. Los niveles de CO₂ acumulado anual que superen las 1.600 ppm deben ser inferiores a 500.000 ppm-h. Los valores de CO₂ medidos no superaron las 900 ppm para los caudales de aire de ventilación natural medidos en el edificio de referencia.

Los caudales medidos oscilaron entre 50-75 m³/h para las chimeneas 1 y 2 (salón) y entre 25-50 m³/h para las chimeneas 3 y 4 (dormitorios), lo que pone de manifiesto el potencial de las chimeneas solares. Estos caudales se incrementarían según Saleem et al. [14] optimizando parámetros geométricos y constructivos como la anchura, la cámara de aire y la inclinación de la chimenea. La sustitución de la chapa de hierro por vidrio negro aumentaría la temperatura en el interior de la chimenea y el flujo extraído.

La temperatura máxima en el exterior durante la simulación se produjo el 21 de julio a las 16:00 horas, alcanzando los 39 °C. El sistema PDEC predijo una disminución de la temperatura de entrada del aire de hasta 24,5 °C, y una temperatura interior de 25,8 °C. Este resultado puede haberse visto afectado por la eficiencia del sistema evaporativo, ya que en la simulación se consideró la saturación completa del aire. En el estudio, con una humedad del 40% durante el día, el ahorro energético alcanzó el 42%.

En la sección 3.5 y 3.6 se simuló y evaluó el edificio de referencia en diferentes climas, obteniendo diferentes resultados de temperatura interior para cada zona. En este estudio se tuvo en cuenta la eficiencia y caída de presión en el sistema evaporativo a partir de la consideración del modelo empírico de un panel húmedo de malla de plástico. En éste análisis, el mayor caudal de ventilación correspondió a Alicante (clima caluroso con humedad moderada, $T_E > 25^\circ\text{C}$, $40\% < \text{RH} < 65\%$) que presentó la mayor radiación solar horizontal con 523 W/m^2 y una energía de enfriamiento proporcionada por la ventilación (Q_v) de 412 kWh para el periodo estudiado. En el caso de Madrid (clima caluroso y seco, $T_E > 25^\circ\text{C}$, $\text{RH} < 40\%$) el caudal fue algo inferior pero el sistema fue capaz de proporcionar la mayor energía de enfriamiento por ventilación, hasta 609 kWh. Burgos (clima frío con humedad moderada, $T_E < 21^\circ\text{C}$, $40\% < \text{RH} < 65\%$) presentó el menor caudal de aire, pero por el contrario un Q_v alto. El mayor ratio de energía de enfriamiento por volumen ventilado lo presentó Madrid y Burgos con $0,79$ y $0,78 \text{ Wh/m}^3$ respectivamente. Alicante tuvo el menor valor con $0,53 \text{ Wh/m}^3$, aunque obtuvo el mayor caudal de ventilación, el sistema evaporativo proporcionó el rendimiento más bajo. La demanda máxima horaria de energía de refrigeración que se obtuvo en la validación experimental del edificio de referencia fue de 2,78 kW. Para cubrir esta demanda máxima se seleccionó un equipo de aire acondicionado modelo RAS-13 de Toshiba de capacidad nominal 3,1 kW y caudal de la unidad interior $550 \text{ m}^3/\text{h}$ capaz de proporcionar una energía de enfriamiento por volumen de aire de $5,63 \text{ Wh/m}^3$. Este resultado se puede comparar con el valor máximo de $0,79 \text{ Wh/m}^3$ obtenido para Madrid ($T_E > 25^\circ\text{C}$, $\text{RH} < 40\%$).

El potencial de temperatura de enfriamiento (TCP) predice la capacidad de enfriamiento del edificio respecto a las variaciones de temperatura exterior. Burgos presentó el valor más bajo con 2,98, ligeramente inferior a Lisboa y Roma (clima templado y húmedo, $21^\circ\text{C} < T_E < 25^\circ\text{C}$, $\text{RH} > 65\%$). Este dato indica una mayor oscilación de la temperatura interior (con altos descensos de temperatura) respecto a la oscilación de la temperatura exterior. En la interpretación de este índice, un valor bajo supone temperaturas interiores oscilantes, mientras un valor alto implica temperaturas interiores más amortiguadas.

El mayor valor de VCP fue obtenido para Burgos ($T_E < 21^\circ\text{C}$, $40\% < \text{RH} < 65\%$) con un 99% de horas de confort, seguidamente Bilbao ($T_E < 21^\circ\text{C}$, $\text{RH} > 65\%$) y Lisboa ($21^\circ\text{C} < T_E < 25^\circ\text{C}$, $\text{RH} > 65\%$) con 98% y 94% respectivamente.

Analizando estos tres índices en todos los climas propuestos, Burgos es la localización donde el sistema presenta un rendimiento más elevado, con un valor alto de CEP de 0,79

Wh/m³, un valor bajo de TCP de 2,98 y un VCP cercano a la unidad. Lisboa tiene un CEP bajo, aunque se obtiene una alta oscilación de temperatura interior, alcanzando un mínimo de 20,7°C, a consecuencia de las bajas temperaturas durante la noche y una ratio de confort interior alto. Alicante por el contrario presenta el menor rendimiento para todos los índices evaluados. En el caso de Bilbao el sistema evaporativo presenta un ratio de confort alto, aunque los valores de CEP y TCP no indican un alto rendimiento del sistema. Esto es debido a que la media diaria de temperatura exterior es baja y por tanto la ventilación es capaz de proporcionar un gran número de horas de confort, aunque el rendimiento del sistema evaporativo sea bajo. En el caso de Burgos y Bilbao sería adecuado valorar un sistema de ventilación natural por sí solo. Madrid tiene las temperaturas exteriores más altas y por otro lado presenta un TCP bajo. El sistema evaporativo tiene un alto rendimiento, aunque las horas de confort estén limitadas en periodos con altas temperaturas exteriores. En la Tabla 10 se establece una clasificación de cada clima en función de los índices analizados para los siguientes parámetros propuestos; Performance, Comfort and Applicability.

Zone	Outdoor temp.	Performance	Comfort	Applicability
Clima 1	Alto	Alto	Medio	Alto
Clima 2	Alto	Medio	Medio-Bajo	Medio
Clima 3	Bajo	Alto	Alto	Bajo
Clima 4	Bajo	Medio	Alto	Bajo
Clima 5	Medio	Medio	Medio-Alto	Medio

Tabla 10. Resultados climáticos

El Código Técnico de la Edificación (DB-HE0) limita el consumo total de energía primaria de la zona climática donde se ubica la vivienda de referencia a 64 kWh/m² año. El sistema PDEC, en la ubicación (Murcia) donde se validó el modelo, consigue un ahorro energético de 7,3 kWh/m² para julio y agosto, los meses de máxima demanda de refrigeración. La ventilación natural y los sistemas de refrigeración pasiva pueden contribuir a facilitar los objetivos de la UE en materia de consumo energético en los edificios (nZEB).

El sistema PDEC tiene un mayor potencial de refrigeración que el sistema EAHE, debido principalmente a un mayor caudal de aire de ventilación y a una mayor disminución de la temperatura de entrada del aire. Como ventaja, el sistema EAHE también puede suministrar aire caliente en climas más fríos, pero requeriría largas distancias de conductos enterrados. El sistema PDEC tiene el inconveniente de que aumenta la humedad en el ambiente interior.

Este estudio tiene ciertas limitaciones. Al resolver el modelo de ventilación para los caudales de flujo de aire, las condiciones se consideraron estables para presiones de viento y temperaturas internas específicas. Las temperaturas se consideraron uniformes en las

habitaciones y con variación vertical en las chimeneas solares. La turbulencia del viento y los efectos locales no se consideraron en este estudio.

Los datos experimentales utilizados para validar los modelos térmicos y de flujo de la envolvente se recogieron durante un periodo de cuatro días en julio, lo que puede poner en duda los resultados. Sin embargo, los datos climáticos medidos del 23 de julio al 27 de julio correspondían a un día medio de julio en términos de temperatura, humedad y radiación solar. Las condiciones climáticas de estos días se contrastaron con el año meteorológico típico proporcionado por Meteonorm, con diferencias de 0,6 °C para la temperatura de bulbo seco (28 °C frente a 27,4 °C), 6% para la humedad relativa (51% frente a 57%) y 11 W/m² para la radiación solar horizontal (532 W/m² frente a 543 W/m²).

El análisis de los índices propuestos para analizar el sistema PDEC de manera conjunta, permite evaluar y tomar decisiones sobre la incorporación de estos sistemas combinados con soluciones de ventilación natural en la refrigeración de edificaciones residenciales. Aunque el índice VCP predice las horas que el sistema evaporativo es capaz de proporcionar confort, el análisis de los otros dos índices da información adicional sobre el rendimiento del sistema PDEC en un clima y edificio específico.

5 Conclusiones

El objetivo del primer trabajo incluido en la tesis “*Simulation and experimental study of residential building with north side wind tower assisted by solar chimneys*” fue abordar el impacto de los sistemas de ventilación natural y refrigeración pasiva en el consumo energético de los edificios residenciales. Se simuló el rendimiento de un edificio de referencia equipado con una torre de viento asistida por varias chimeneas solares, y se validó experimentalmente el modelo de simulación.

El RMSE entre los valores experimentales y los predichos por el modelo osciló entre 10,9 m³/h y 7,25 m³/h; se confirma que la combinación del modelo térmico y de flujo de aire mediante EES y TRNSYS es adecuada para predecir las condiciones de funcionamiento del sistema con diferentes factores climáticos, y también para explorar el rendimiento de sistemas alternativos de refrigeración pasiva (PDEC y EAHE).

La simulación del sistema PDEC produjo una temperatura media interior de 24 °C; la temperatura media interior del EAHE fue de 25 °C. Ambos sistemas fueron capaces de proporcionar un ahorro energético de casi el 42% en comparación con un sistema de refrigeración por compresión de gas con un EER de 3. Las temperaturas interiores medidas experimentalmente alcanzaron los 29 °C sin aplicar sistemas de refrigeración complementarios, lo que dio lugar a un PPD del 50%. Las estrategias de refrigeración pasiva simuladas redujeron el PPD al 10%. La simulación también permitió evaluar el intercambio de energía de ventilación y analizar la estrategia de ventilación nocturna.

Los sistemas analizados garantizaron una calidad de aire interior adecuada. En términos de confort térmico, el sistema PDEC produjo un potencial climático de ventilación natural (NVCP) de 1, el sistema EAHE produjo un (NVCP) de 0,985, y la estrategia de ventilación nocturna produjo un NVCP de 0,49.

La normativa de la UE no tiene en cuenta el potencial de los sistemas de ventilación natural y refrigeración pasiva como fuentes renovables para alcanzar los estándares de los edificios de consumo casi nulo (nZEB). La traducción española de la normativa de la UE establece límites al consumo de energía primaria no renovable y a la demanda energética de los edificios. Este estudio demuestra que la ventilación natural y los sistemas de refrigeración pasiva pueden contribuir a estos objetivos y mejorar la calidad del aire interior.

El objetivo del segundo trabajo incluido en la tesis titulado “*Analysis of the performance of a passive downdraught evaporative cooling system driven by solar chimneys in a residential building by using an experimentally validated TRNSYS model*” fue evaluar el rendimiento de un sistema evaporativo PDEC asistido por chimeneas solares en 5 localizaciones de España y en dos de Italia y Portugal, analizando tres índices propuestos. Se utilizó el modelo energético del edificio de referencia desarrollado en TRNSYS, previamente validado, integrando el modelo empírico para el sistema evaporativo expuesto en [46].

Las localizaciones analizadas se clasificaron en 5 tipos de clima diferentes. El sistema simulado produjo para las condiciones interiores resultados específicos en cada caso.

El potencial de energía de enfriamiento (CEP) osciló entre $0,53 \text{ Wh/m}^3$ y $0,79 \text{ Wh/m}^3$ para Alicante (clima 2) y Madrid (clima 1) respectivamente. El mayor rendimiento y aplicabilidad se obtuvo para Madrid (clima 1) donde se obtuvo un valor para el potencial de enfriamiento por ventilación (VCP) del 78%. Burgos (clima 3) y Bilbao (clima 4) presentaron valores de VCP del 99% y 98% respectivamente, aunque la aplicabilidad de sistema evaporativo fue baja. En ambos casos debido a la baja temperatura exterior sería adecuado aplicar una estrategia de ventilación natural con apoyo intermitente del sistema evaporativo. Málaga presenta un buen funcionamiento, con temperaturas exteriores oscilantes, temperaturas interiores amortiguadas y un ratio de confort del 72%.

Actualmente, es difícil para los diseñadores evaluar el potencial de los sistemas de ventilación natural en un clima específico durante la fase de diseño de un proyecto. No existen herramientas específicas para la predicción de los flujos de aire a través de la envolvente basadas en los efectos de la flotabilidad y la presión del viento que integren el modelo térmico del edificio. Este estudio cubre ese vacío combinando las capacidades de simulación de EES y TRNSYS.

El sistema PDEC asistido por chimeneas solares puede proporcionar interesantes ahorros de energía en cumplimiento de los objetivos marcados por la U.E. El estudio realizado

presenta ciertos criterios para poder evaluar un sistema evaporativo en un clima específico, para analizar en la fase de proyecto su rendimiento y aplicabilidad.

Aunque los datos experimentales corresponden a un corto periodo de tiempo (cuatro días de julio), los datos climáticos medidos durante esos días coinciden con las condiciones climáticas medias de julio en el año meteorológico típico proporcionadas por Meteonorm.

En futuros proyectos se podrían estudiar diseños más detallados de los sistemas EAHE y PDEC. Un estudio experimental del panel evaporativo directo combinado con la ventilación natural del edificio de referencia podría ser investigado.

6 Bibliografía

- [1] Li, D. H. W., Pan, W., & Lam, J. C. (2014). A comparison of global bioclimates in the 20th and 21st centuries and building energy consumption implications. *Building and Environment*, 75, 236–249. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.02.009>
- [2] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. ASHRAE handbook of fundamentals. New York, USA, 2009.
- [3] Larsen, T. S., & Heiselberg, P. (2008). Single-sided natural ventilation driven by wind pressure and temperature difference. *Energy and Buildings*, 40(6), 1031–1040. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.07.012>
- [4] Chenari, B., Dias Carrilho, J., & Gameiro Da Silva, M. (2016). Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59, 1426–1447. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.074>
- [5] Heiselberg, P., Svidt, K., & Nielsen, P. V. (2001). Characteristics of air flow from open windows. *Building and Environment* 36, 36, 859–869. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00012-9](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00012-9)
- [6] Stavridou, A. D., & Prinos, P. E. (2013). Natural ventilation of buildings due to buoyancy assisted by wind: Investigating cross ventilation with computational and laboratory simulation. *Building and Environment*, 66, 104–119. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.04.011>
- [7] Zhai, X. Q., Song, Z. P., & Wang, R. Z. (2011). A review for the applications of solar chimneys in buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3757–3767. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.013>
- [8] Artmann, N., Jensen, R. L., Manz, H., & Heiselberg, P. (2010). Experimental investigation of heat transfer during night-time ventilation. *Energy and Buildings*, 42(3), 366–374. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.10.003>
- [9] Monghasemi, N., & Vadiiee, A. (2017). A review of solar chimney integrated systems for space heating and cooling application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81(April 2017), 2714–2730. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.06.078>

- [10] Khanal, R., & Lei, C. (2011). Solar chimney-A passive strategy for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 43(8), 1811–1819. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.03.035>
- [11] Ong, K. S. (2003). A mathematical model of a solar chimney. *Renewable Energy*, 28(7), 1047–1060. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(02\)00057-5](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(02)00057-5)
- [12] Naraghi, M. H., & Blanchard, S. (2015). Twenty-four hour simulation of solar chimneys. *Energy and Buildings*, 94, 218–226. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.03.001>
- [13] Vargas-López, R., Xamán, J., Hernández-Pérez, I., Arce, J., Zavala-Guillén, I., Jiménez, M. J., & Heras, M. R. (2019). Mathematical models of solar chimneys with a phase change material for ventilation of buildings: A review using global energy balance. *Energy*, 170, 683–708. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.148>
- [14] Saleem, A. A., Bady, M., Ookawara, S., & Abdel-Rahman, A. K. (2016). Achieving standard natural ventilation rate of dwellings in a hot-arid climate using solar chimney. *Energy and Buildings*, 133, 360–370. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.10.001>
- [15] Duan, S. (2019). A predictive model for airflow in a typical solar chimney based on solar radiation. *Journal of Building Engineering*, 26(August), 100916. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2019.100916>
- [16] Khan, N., Su, Y., & Riffat, S. B. (2008). A review on wind driven ventilation techniques. *Energy and Buildings*, 40(8), 1586–1604. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.02.015>
- [17] Bansal, N.K.; Mathur, R.; Bhandari, M.S. (1994). A study of solar chimney assisted wind tower systems for natural ventilation in buildings, *Building & Environment*, 29 (4), 495–500. [https://doi.org/10.1016/0360-1323\(94\)90008-6](https://doi.org/10.1016/0360-1323(94)90008-6)
- [18] Imran, A. A., Jalil, J. M., & Ahmed, S. T. (2015). Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney. *Renewable Energy*, 78, 236–244. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.01.019>
- [19] Bahadori, M. N., Mazidi, M., & Dehghani, A. R. (2008). Experimental investigation of new designs of wind towers. *Renewable Energy*, 33(10), 2273–2281. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.12.018>
- [20] Bassiouny, R., & Koura, N. S. A. (2008). An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation. *Energy and Buildings*, 40(5), 865–873. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.06.005>
- [21] Bouchahm, Y., Bourbia, F., & Belhamri, A. (2011). Performance analysis and improvement of the use of wind tower in hot dry climate. *Renewable Energy*, 36(3), 898–906. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.08.030>
- [22] Reyes, V. A., Moya, S. L., Morales, J. M., & Sierra-Espinosa, F. Z. (2013). A study of air flow and heat transfer in building-wind tower passive cooling systems applied to

arid and semi-arid regions of Mexico. *Energy and Buildings*, 66, 211–221. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.032>

- [23] Tong, Z., Chen, Y., & Malkawi, A. (2017). Estimating natural ventilation potential for high-rise buildings considering boundary layer meteorology. *Applied Energy*, 193, 276–286. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.041>
- [24] Maerefat, M., & Haghghi, A. P. (2010). Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. *Renewable Energy*, 35(10), 2316–2324. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.03.003>
- [25] Sakiyama, N. R. M., Carlo, J. C., Frick, J., & Garrecht, H. (2020). Perspectives of naturally ventilated buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*,
- [26] Kang, D., & Strand, R. K. (2013). Modeling of simultaneous heat and mass transfer within passive down-draft evaporative cooling (PDEC) towers with spray in FLUENT. *Energy and Buildings*. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.039>
- [27] Feustel HE, Smith BV, Dorer V, Hass A, Weber A. (2005), COMIS 3.2 e User guide. Dübendorf, Switzerland: EMPA.
- [28] Walton GS, Dols WS. (2008). CONTAM 2.4 User guide and program Documentation. NISTR 7251. Gaithersburg, MD, USA: National Institute of Standards and Technology.
- [29] Weber, A., M. Koschenz, V. Dorer, et al. (2003). TRNFLOW, a new tool for the modelling of heat, air and pollutant transport in buildings within TRNSYS. *Building Simulation 2003*. Eindhoven, Netherlands: 1363 -1368.
- [30] Gu, L. (2007). Airflow network modeling in EnergyPlus. *Building Simulation 2007*, Beijing, China, IBPSA, September 3-6.
- [31] Aschaber, J. & Hiller, M. & Weber, R. (2010). Trnsys17: New features of the multizone building model. *IBPSA 2009 - International Building Performance Simulation Association 2009*.
- [32] Crawley, D. B., L. K. Lawrie, F. C. Winkelmann, et al. 2001. EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and Buildings* 33(4): 319-331.
- [33] ISO, ISO 7730:2005. (2005). Ergonomics of the thermal environment –Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.
- [34] Hensen, J.L.M. (1995). Modelling coupled heat and airflow: ping-pong vs onions. *Proceedings of the 16th Conference Implementing the Results of Ventilation Research*, September, pp. 253-262. Palm Spring: IEA Air Infiltration and Ventilation Centre (Coventry, UK).
- [35] Klein, S., & Nellis, G. (2014). Engineering equation solver (EES) for microsoft windows operating systems, professional versions. Madison USA, WI: F-Chart

- [36] Meteonorm. (2012). Meteonorm - Global meteorological database. Retrieved from <http://meteonorm.com>
- [37] McAdams, W.H. (1994). Heat Transmission. 3rd ed. New York: McGraw-Hill.
- [38] Flourentzou, F., Van Der Maas, J., & Roulet, C. A. (1998). Natural ventilation for passive cooling: Measurement of discharge coefficients. *Energy and Buildings*, 27(3), 283–292. [https://doi.org/10.1016/s0378-7788\(97\)00043-1](https://doi.org/10.1016/s0378-7788(97)00043-1)
- [39] Muehleisen, R. T., & Patrizi, S. (2013). A new parametric equation for the wind pressure coefficient for low-rise buildings. *Energy and Buildings*, 57, 245–249. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.10.051>
- [40] Karava, P., Stathopoulos, T., Athienitis, A.K. (2004). Wind Driven Flow through Openings – A Review of Discharge Coefficients, *International Journal of Ventilation*, 3:3, 255-266, DOI: 10.1080/14733315.2004.11683920
- [41] Yi, Q., Zhang, G., Li, H., Wang, X., Janke, D., Amon, B., ... Amon, T. (2020). Estimation of opening discharge coefficient of naturally ventilated dairy buildings by response surface methodology. *Computers and Electronics in Agriculture*, 169(November 2019), 105224. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105224>
- [42] Omrani, S., Garcia-Hansen, V., Capra, B. R., & Drogemuller, R. (2017). Effect of natural ventilation mode on thermal comfort and ventilation performance: Full-scale measurement. *Energy and Buildings*, 156, 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.09.061>
- [43] Swami, M. V. & Chandra, S. (1987). Procedures for Calculating Natural Ventilation Airflow in Buildings. <http://www.fsec.ucf.edu/en/publications/pdf/FSEC-CR-163-86.pdf>
- [44] Yu, Y., Li, H., Niu, F., & Yu, D. (2014). Investigation of a coupled geothermal cooling system with earth tube and solar chimney. *Applied Energy*, 114, 209–217. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.038>
- [45] Khabbaz, M., Benhamou, B., Limam, K., Hollmuller, P., Hamdi, H., & Bennouna, A. (2016). Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger for air cooling in a residential building in hot semi-arid climate. *Energy & Buildings*, 125, 109–121. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.04.071>
- [46] Martínez, P., Ruiz, J., Martínez, P. J., Kaiser, A. S., & Lucas, M. (2018). Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 138(April), 675–685. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.065>

Anexo 1
ARTÍCULOS



Simulation and experimental study of residential building with north side wind tower assisted by solar chimneys

Andrés Soto¹, Pedro J. Martínez¹, Pedro Martínez¹, Juan A. Tudela²

¹Dept. of Mechanical Engineering and Energy, Miguel Hernández University. Avda. Universidad, s/n - Ed. Innova, Elche, Spain, Phone: 34- 966- 658500, Fax: 34-966- 658680

²Dept. of Food Science and Technology CEBAS-CSIC, 30100, Espinardo, Spain.
e-mail (of the first author): andres.sotob@coiirm.es

<https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.102562>

ABSTRACT

Natural ventilation combined with passive cooling systems can reduce the cooling energy demand in residential buildings. However, the main difficulty in designing natural ventilation systems driven by buoyancy and wind is the simultaneous estimation of ventilation airflows and indoor temperatures. The purpose of this study was to overcome this difficulty by developing a tool that combines a ventilation model (envelope flow) with a thermal multi-zone model of a bioclimatic dwelling known as “La Casa de la Tierra”. This building, located in Murcia (Spain), incorporates a central wind tower, four solar chimneys, and construction elements with thermal inertia capacity. The ventilation and the thermal models were completely integrated and solved simultaneously. On-site collected data were used to validate the models. In the validation of the air flow envelope model, maximum and minimum root mean square error values of 10.9 m³/h and 7.25 m³/h, respectively, were obtained for the simulated and measured flows of the solar chimneys. The maximum value corresponded to chimney 2 where an average air flow rate of 58.2 m³/h was registered, while the minimum value corresponded to chimney 3 where an average air flow rate of 30 m³/h was measured. Different passive cooling strategies were simulated, combining natural ventilation induced by the wind tower and solar chimneys with passive geothermal and evaporative cooling systems. For these systems, the predicted percentage of dissatisfied

people was less than 10%, and electrical energy savings of approximately 42% were achieved. These results contribute to increasing awareness of the role that passive strategies can play in achieving the objectives set by the EU for residential building energy efficiency.

Keywords: Natural ventilation; Solar chimney; Inertia; Bioclimatic cooling strategies; Indoor air quality



Nomenclature

A	area (m ²)
B	building breadth (m)
c	heat capacity (kJ/kgK)
Cd	discharge coefficient
Cp	pressure coefficient
CEcool	cooling energy demand (kW)
D	building depth (m)
EEbase	electrical base energy demand (kW)
EEcoolelectrical	cooling energy demand (kW)
EER	energy efficiency ratio
g	gravitational force per unit mass (m/s ²)
hcomf	hours in comfort (h)
htot	total hours (h)
H	room height (m)
L	chimney height (m)
NVCP	natural ventilation cooling potential (%)
m	mass air flow rate (kg/s)
M	sign flow direction
PPD	predicted percentage of dissatisfied (% people)
q	air flow rate (m ³ /s)
Q	energy transferred (kWh)
S	building depth to breadth side ratio
T	temperature (°C)
U	wind speed (m/s)
z	height of opening above ground level (m)

Greek symbols

α	wind angle from normal to side (°)
Δp	pressure difference (Pa)
$\Delta \rho_0$	air density difference at ground level (kg/m ³)
ΔT	temperature difference (K)
ρ	air density (kg/m ³)

Subscripts

c	chimney
E	outdoor
eff	effective
eva	evaporative
g	glass
grid	grid
geo	geothermal
in	inlet
I	indoor
m	measured values
out	outlet
r	room

sim simulated values
t window tower
v ventilation
w wall

Acronyms

AFN airflow network model
BES building energy simulation
CCP climatic cooling potential
CFD computational fluid dynamics
EAHE earth–air heat exchanger
GEB global energy balance models
IAQ indoor air quality
NPL neutral pressure level
NV natural ventilation
nZEB net zero energy building
PCM phase change materials
PDEC passive downdraft evaporative cooling
RMSE root mean square error



1. Introduction

Buildings generally consume a large amount of energy and have a significant environmental impact. Globally, energy for buildings accounts for 40% of the primary energy and approximately 70% of total electricity consumed [1]. Directive (EU) 2018/844, which amended Directive 2010/31/EU for the energy performance of buildings, aims to renovate residential and non-residential buildings to produce a highly energy-efficient building stock by 2050.

Natural ventilation has been used for centuries, whereas mechanical ventilation has been in use for approximately 150 years. Current buildings must maintain high standards for health [2] and comfort while evolving toward the near zero energy building (nZEB) standard, with low energy consumption and sustainability.

The main advantage of natural ventilation is that it does not require electrical energy to drive fans, which in some buildings can account for up to 25% of electrical energy consumption. A mechanical system with heat recovery can compensate for this to some extent, but requires a tight building envelope [3]. The Passivhaus Institute states that a ventilation system with heat recovery is an essential component in the Mediterranean region [4].

A wind tower coupled to a solar chimney with thermal inertia walls and night ventilation can be used for natural ventilation and passive cooling. The wind tower facilitates the intake of air from high elevations and distributes it through the building. Solar chimneys are based on the stack effect; the air inside the chimney must be warmer than the outside air for the extraction operation to take place.

Wind towers have been used for centuries for natural ventilation. They can reduce the indoor temperature by up to 11 °C, providing acceptable levels of comfort [5]. Researchers have studied the potential of solar chimneys through development of global energy balance (GEB) models [6, 7] and computational fluid dynamics (CFD) models

[8]. Different solar chimney configurations were reported in [9]. Saleem et al. [10] obtained optimal ventilation flow rates in the range of 0.019–0.033 m³/s during the day for solar chimney dimensions of 1.4 m length, 0.6 m width, 0.2 m air gap, and 45° angle of inclination. Other recent studies have focused on the design and optimisation of these elements or the application of new phase change materials (PCMs) [11–14].

The natural ventilation potential can be evaluated generically based on local meteorological data. The potential is established by outdoor conditions when they can provide indoor comfort. The methodology presented in [15] uses the ASHRAE 55 “adaptive thermal comfort model”. The time interval was calculated for which the outdoor conditions corresponded to the comfort thresholds for indoor conditions established by the model. Artmann et al. [16] proposed an index for evaluating nocturnal ventilation using the climatic cooling potential (CCP). Campaniço et al. [17, 18] applied this concept to estimate cooling energy savings for passive cooling strategies based on climate data from different locations on the Iberian Peninsula. Yoon et al. [19] proposed indicators to evaluate the effectiveness of natural ventilation cooling and the degree of climate use. Thus, there are two approaches to assess the natural ventilation potential generically from the climatological data, and through specific study of a particular building [20].

Building energy simulation (BES) allows evaluation of the specific cooling potential for a given building and climate. Sakiyama et al. [21] highlighted the importance of experimental data in the calibration of a BES model. They evaluated the potential of natural ventilation using both approaches with experimental and historical data. In their BES model, they used an airflow network (AFN) model to calculate the airflow through the openings. This model consisted of a set of nodes linked together through flow components (objects). COMIS [22] and CONTAM [23] are tools based on this model that allow calculation of flows through the building envelope. These tools are integrated

by the modules TRNFLOW [24] and Airflow Network [25] into the BES programs TRNSYS [26] and EnergyPlus [27]. However, these models are limited in evaluating passive ventilation solutions requiring simultaneous prediction of temperature and flow rate, such as solar chimneys and wind towers [14, 28, 29].

New strategies [30] to reduce energy consumption in buildings are necessary to meet the energy challenges established by the European Union. Ahmed et al. [31] studied the resilience of natural ventilation to heat waves when a wind tower or solar chimney was combined with an evaporative cooling system. They concluded that it is possible to achieve a temperature reduction of up to 8 °C with an outdoor temperature above 35 °C. Alaidroos and Krarti [32] evaluated the effectiveness of passive NV systems in reducing cooling energy consumption in residential buildings. They reported savings of 22% in a hot and dry climate using natural ventilation alone, and savings of 64% using an evaporative cooling system.

Natural ventilation has limitations in providing cooling in hot climates; it can be combined with passive downdraft evaporative cooling (PDEC), which promotes top-down ventilation by cooling the air at the top of a building [33]. A wind tower can be used effectively in PDEC systems to facilitate the entry of air into the evaporative system. The wind speed drives air through a wet column or wet pad [34] or applies water spray directly [35].

Yuebin et al. [36] investigated the free cooling capacity of a geothermal cooling system composed of a steel pipe with a length of 57 m and a diameter of 0.45 m, buried at a depth of 3 m and coupled to a solar chimney. For air supply temperatures of 16–21 °C and outdoor temperatures of 25–34 °C, indoor temperatures in summer from 21–24 °C were reached. Kahbbaz et al. [37] reported a similar result in a hot semi-arid climate using three parallel U-shaped PVC pipes 77.7 m in length with an inner diameter of 15 cm and a thickness of 0.5 cm, buried 2.2–3.5 m deep. They found that for ambient

temperatures from 25–46.1 °C, the EAHE (earth–air heat exchanger) produced output temperatures between 20–28.6 °C in summer; ambient temperatures from 0.1–11.8 °C in winter produced output temperatures of 14.5–24.6 °C. According to [38], the EAHE system can reduce the indoor temperature by up to 11 °C in arid and hot climates. There is currently strong interest in optimising the design and control of PDEC [39–41] and EAHE [42, 43] systems.

Indoor air quality is closely related to an adequate ventilation rate. Sundell et al. [44] analysed twenty-seven scientific journal articles providing information on the direct effects of ventilation on health. A natural ventilation system does not require electrical power for operation, but other factors that may affect indoor air quality should be evaluated.

Ventilation provides energy gains or losses depending on outdoor conditions. The available technology allows efficient control of indoor air in intelligent houses using sensors to measure CO₂ concentrations [45]. Control strategies can be developed for optimal ventilation of windows, controlling the duration and frequency of opening [46]. The COVID-19 pandemic has increased the amount of time spent indoors, leading to a changing set of preferences and requirements for residential buildings. These demands are focused mainly on enhanced comfort and indoor air quality [47]. Many people have moved their workplaces into their homes, adapting them for their work activities [48].

This study aims to develop and experimentally validate a full-scale mathematical model of airflow through an entire bioclimatic dwelling incorporating different strategies using a wind tower assisted by solar chimneys. Indoor comfort and air quality are evaluated in a specific climate by integrating the validated ventilation envelope with the building energy simulation (BES). This combined calculation is novel because of the lack of specific tools; the natural ventilation systems are considered through the influence of outdoor and indoor conditions of the dwelling and the transient state of the element. For

this purpose, several computational tools are applied and connected to produce a common result. The combination of these tools enables the analysis of other implemented strategies, such as night ventilation and thermal inertia, and allows the simulation of other passive cooling systems of current interest, such as passive downdraft evaporative cooling (PDEC) and the earth–air heat exchanger (EAHE), which can provide significant energy savings compared to other conventional systems. In addition, several indicators are proposed to evaluate the energy efficiency of the project.

The design of a natural ventilation system depends on unpredictable variables such as weather. There is uncertainty when considering the forces that generate natural ventilation (buoyancy and wind). This model, unlike other available tools that use the AFN model, allows the evaluation of passive ventilation solutions through the envelope flow model and the building energy simulation. Compared to the envelope flow model, the AFN model is limited in applications such as wind towers and solar chimneys. The integrated model can also determine the suitability of a passive ventilation or cooling system strategy, depending on the location and climate of a specific building.

2. Materials and methods

Figure 1 shows an outline of the methodology used in this study, including the envelope flow model and the mathematical equations, coefficients, and correlations that govern natural ventilation. The three-dimensional geometry of the building is defined, and the thermal zones are identified. The thermal model parameters are implemented in the simulation environment. The on-site data collection process and the validation of the ventilation model are presented.

Prior to data collection, the sensors measuring the air velocity in the solar chimneys were calibrated in the laboratory. The correlation obtained establish the relationship between the velocity measured at the centre of each fitting (the sensor location) and the

flow circulating through the section. The local climatic data (temperature, humidity, wind speed, and direction), indoor conditions (temperature, humidity, comfort level, and CO₂), and air velocity and temperature at the entrance of the solar chimneys were monitored for 4 d.

The solar radiation values were obtained from a meteorological station located 8 km from the reference building. This station is denoted as MO51 and is owned by the Murcia Agricultural Information Service (SIAM). Historical data for wind direction and speed between 2010 and 2020 were also obtained from this station. The envelope flow ventilation model and the thermal multi-zone model were solved simultaneously. The validation evaluated the root mean square error (RMSE) between the experimental and predicted data, and adjusted the input parameters through an iterative process.

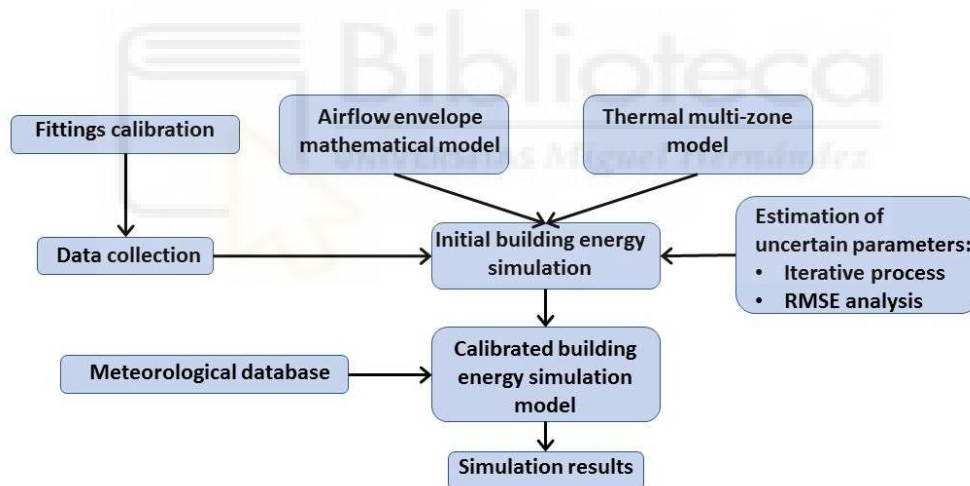


Figure 1. Methodology

2.1 *Prototype description*

The architecture of the reference building (Figure 2a) and its systems is intended to promote natural ventilation. The bioclimatic system to be analysed consists of a north-facing wind tower coupled to several solar chimneys (Figure 2b) on the perimeter of the building that connect to the rooms. The building has a central tower that favours the natural intake of outside air, generating a downdraft through the speed and pressure of

the wind flowing through the façade openings. The airflow through the space is produced by convective ventilation; the air is exhausted, driven by buoyancy and temperature differential phenomena occurring in the solar chimneys. A large surface exposed to solar radiation facilitates heat gain by increasing the temperature in the chimney; adequate insulation of the opposite wall improves the airflow to the outside.

With a natural ventilation system, the building exhibits high thermal inertia. The walls act as energy accumulators during the day. At night, when the outdoor temperature is lower than the indoor temperature, this energy is dissipated by ventilation. The house has a large open common area that includes the living room, kitchen, dining room, and an office. The other zones include three bedrooms, one double and two singles.



Figure 2. (a) Reference building; (b) Solar chimney

2.2 *Mathematical airflow envelope model*

The mathematical model of the ventilation envelope is based on Bernoulli's principle and the stack effect. The pressure gradient is proportional to the air density and ventilation rate in the opening areas.

Thermal gradients produce density differences, creating pressure differences between the outside and inside. The neutral pressure level (NPL) is the height at which the internal and external pressures are equal [49]. When the outdoor temperature is lower than the indoor temperature, air moves inward through the openings below the NPL, and outward above the NPL. Z_n is the height of the NPL from the reference level. The

mass conservation principle states that the mass flow rate of air through the openings below the NPL is equal to the mass flow rate of air through the openings above the NPL. The NPL determines the direction of air movement, down from cold to warm, and up from warm to cold.

The ventilation flow rates are obtained from the flow envelope model using Eqs. (1)–(4).

The pressure differential (Δp_i), effective area (A_i), and flow (q_i) are expressed as

$$q_i = C d_i \cdot A_i \cdot M_i \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho_E}} \quad (1)$$

The pressure differential in each opening of the envelope is represented by the scheme shown in Figure 3 and expressed as

$$\Delta p_i = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_i + \rho_I \cdot g \cdot z_i + \frac{1}{2} \cdot \rho_E \cdot U^2 \cdot C p_i \quad (2)$$

where M indicates the sign of the pressure difference; M = +1 for inward flow and M = -1 for outward flow.

As the air temperatures in the room and inside the chimney are different, two thermal zones are considered for determining the pressure differential through the outlet of the chimney.

$$\Delta p_{ci} = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_{ci} + \rho_I \cdot g \cdot H + \rho_{ci} \cdot g \cdot L \quad (3)$$

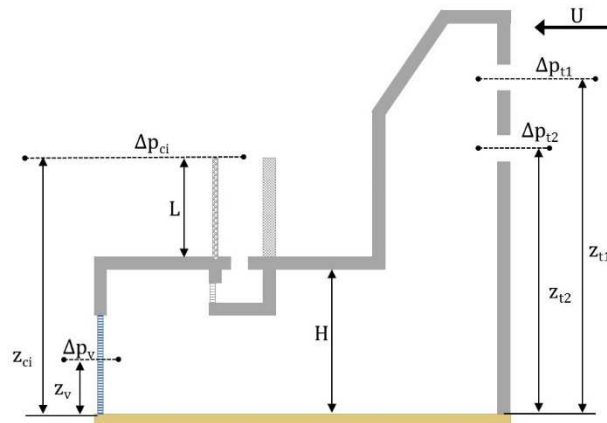


Figure 3. Pressure differentials.

The mass conservation of the system is defined as

$$\sum \rho_i \cdot q_i = 0 \quad (4)$$

To obtain the discharge coefficient for the chimney, the different sections that the air passes through until it exhausts to the outdoors must be considered (Figure 4a). The discharge coefficients can be calculated as

$$\frac{1}{A_{ci\ eff}^2} = \frac{1}{(Cd_{ci} \cdot A_{ci\ out})^2} = \sum \frac{1}{(Cd_{ci\ section} \cdot A_{ci\ section})^2} \quad (5)$$

$$Cd_{ci} = \frac{1}{A_{ci\ out} \cdot \sqrt{\sum \frac{1}{(Cd_{ci\ section} \cdot A_{ci\ section})^2}}} = \frac{1}{A_{ci\ out} \cdot \sqrt{\frac{1}{(Cd_{ci\ out} \cdot A_{ci\ out})^2} + \frac{1}{(Cd_{ci\ in} \cdot A_{ci\ in})^2} + \frac{1}{(Cd_{ci\ grid} \cdot A_{ci\ grid})^2}}} \quad (6)$$

where $Cd_{ci\ out}$ and $A_{ci\ out}$ are the outlet discharge coefficient and the area of the chimney, respectively; $Cd_{ci\ in}$ and $A_{ci\ in}$ are the inlet discharge coefficient and area; $Cd_{ci\ grid}$ and $A_{ci\ grid}$ are the discharge coefficient and area in the absorption grid.

For the pressure coefficient around the perimeter of the building, the Muehleisen and Patrizi [50] correlation is used, in this case for a low-rise building.

$$Cp_i = \frac{16.12 \cdot 10^{-1} - 1.78 \cdot 10^{-1} \cdot G - 1.15 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 3.28 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot \alpha}{1 - 3.12 \cdot 10^{-1} \cdot G - 1.59 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 9.82 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2 + 2.15 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot \alpha} \quad (7)$$

where α is the wind angle measured from the normal to the side; $A_{ti\ eff} = Cd_{ti} \cdot A_{ti}$ is the effective area of the opening; $S = D/B$ is the ratio of depth to breadth from the building side; $G = \ln(S)$. Figure 4b shows Cp_t for $S = 1$.

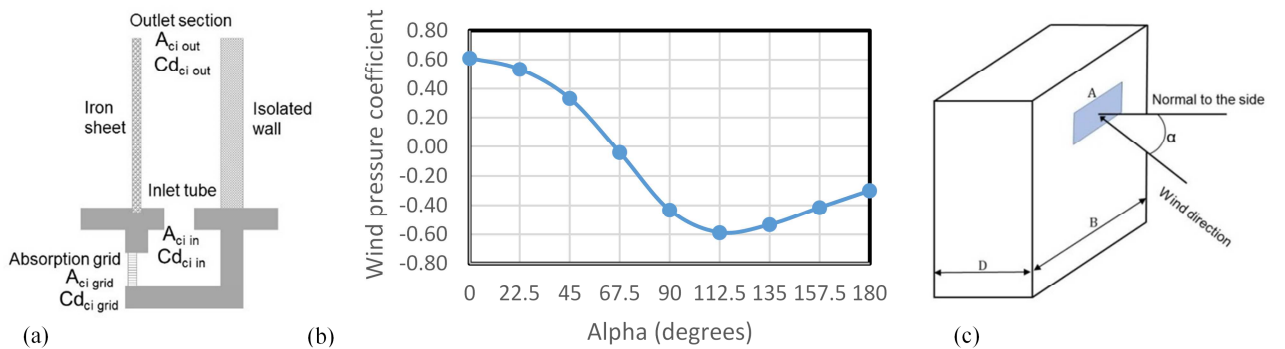


Figure 4. (a) Solar chimney discharge coefficient; (b) Pressure coefficient; (c) Pressure coefficient parameters

2.3 Thermal multi-zone modelling

The thermal model of the building was geometrically defined using the sketchUp design tool (Figure 5). The building element parameters were assigned: construction typologies (layers, construction elements, windows), operating regime (ventilation, cooling systems, comfort parameters, thermal loads), and definition of zones (nodes of air).

TRNSYS (Transient System Simulation Tool) permits the simulation of dynamic processes through function libraries (types) linked through input and output variables.

TRNBUILD (type56) allows the input of building information including imported geometric and thermal information from the three-dimensional modelling in sketchUp.

For a transient-state calculation, the solar chimneys are modelled as independent air nodes that contain all geometric information and characteristics.

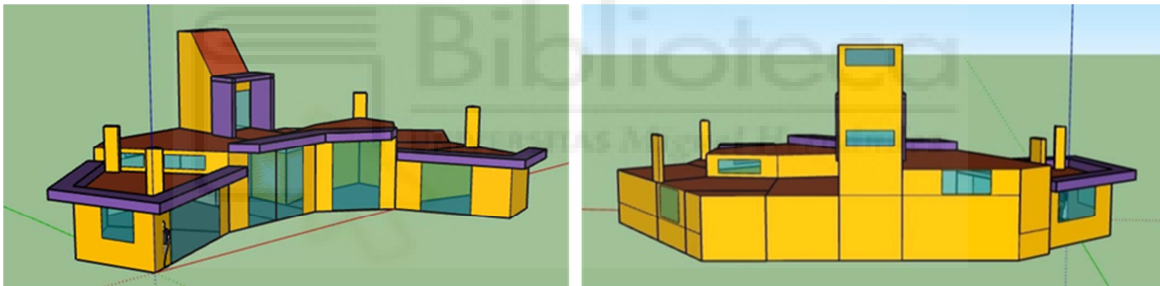


Figure 5. 3-D model

The solar chimneys have different outlet sections and a common height of 2 m. The surface receiving radiation is a black painted iron sheet assumed as a theoretical black body, with emissivity $\epsilon = 1$, absorptivity $\alpha = 1$, and transmissivity $\tau = 0$. The wall of the chimney is constructed of 19 cm thick thermoclay blocks with $\epsilon = 0.9$ and $\alpha = 0.8$. The density of the thermoclay is $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$ for a thickness of 29 cm and $\rho = 920 \text{ kg/m}^3$ for a thickness of 19 cm; the heat capacity $c = 1.4 \text{ kJ/kgK}$ and the thermal conductivity $k = 0.29 \text{ W/mK}$. The vertical divisions are 29 cm-thick thermoclay walls, insulated on the outside by 5 cm-thick mortar with $k = 0.042 \text{ W/mK}$. The construction element properties are presented in Table 1 and Figure 6.

Surface	Description	Thickness (cm)	Transmittance (W/m ² K)
EXTERIOR WALL	Load-bearing thermoclay wall and projected isolation	34	0.469
ADJACENT WALL	Thermoclay wall	29	0.855
EXTERIOR ROOF Q1	Vegetal roof on isolated concrete slab	50	0.487
EXTERIOR ROOF Q2	Gravel roof on isolated wood forging	65	0.150
GROUND FLOOR	Marble on radiant floor and air chamber	18.6	0.541
ADJACENT CEILING	Concrete slab	20	3.196
CHIMNEY WALL	Thermoclay wall and projected isolation	24	0.496
IRON SHEET CHIMNEY	Iron sheet	2	5.869
TOWER ROOF	Isolated concrete slab	34	0.505
WINDOWS	Glass and pinewood frame 80 mm x 60 mm	10/12/6	1.460

Table 1. Constructive element properties

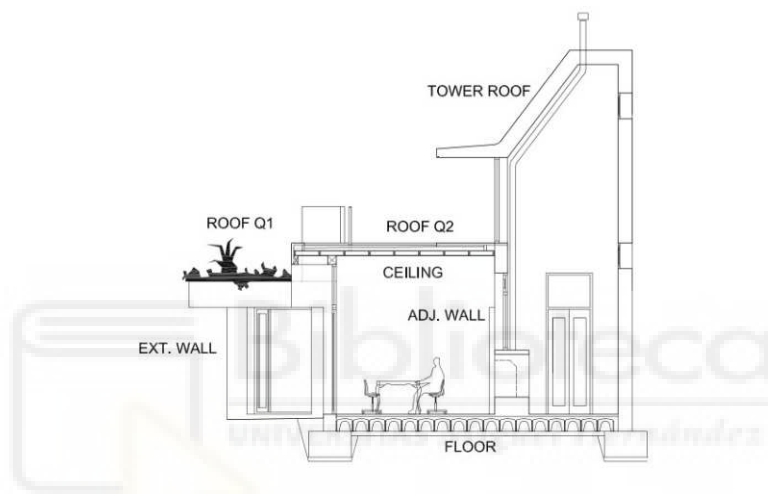


Figure 6. Building section

The effects of curtains and awnings on windows are considered by introducing external and internal shading factors into the TRNSYS model.

2.4 Operating ventilation modes

Night ventilation was established by opening different doors on the south facade. The doors remained open from 9:00 pm to 9:00 am. Several ventilation modes were possible depending on the outdoor conditions and the ventilation strategy.

During the day, the minimum ventilation requirements were satisfied by limiting the heat gains in the house. Adequate wall insulation with the capacity to store energy and release it at night allows an appropriate inside temperature to be maintained. Figure 7a shows incoming air provided by the tower with favourable wind speed and lower temperature. The air is exhausted through the solar chimneys; the indoor temperature is

higher than the outdoor temperature due to the heat gains from solar radiation on the iron sheet. This is the expected mode during the day in the sunniest and hottest months. Night ventilation allows the walls to be cooled by convection when the outdoor temperature reaches its lowest value. Two modes of night ventilation are expected: 1) the wind speed is sufficient to generate a downdraft in the tower, and air is exhausted through the chimneys and the openings of the south façade, and 2) the wind speed is negligible, and a reverse flow occurs in the wind tower (Figures 7b and 7c, respectively). The wind tower has openings facing north to favour the intake of cooler air. Figure 7d shows the wind distribution of directions and magnitudes between 2010 and 2020. The predominant directions are on both sides from the north for wind direction angles between 292° (WNW) and 67.5° (ENE), encompassing up to 60% of the frequency.

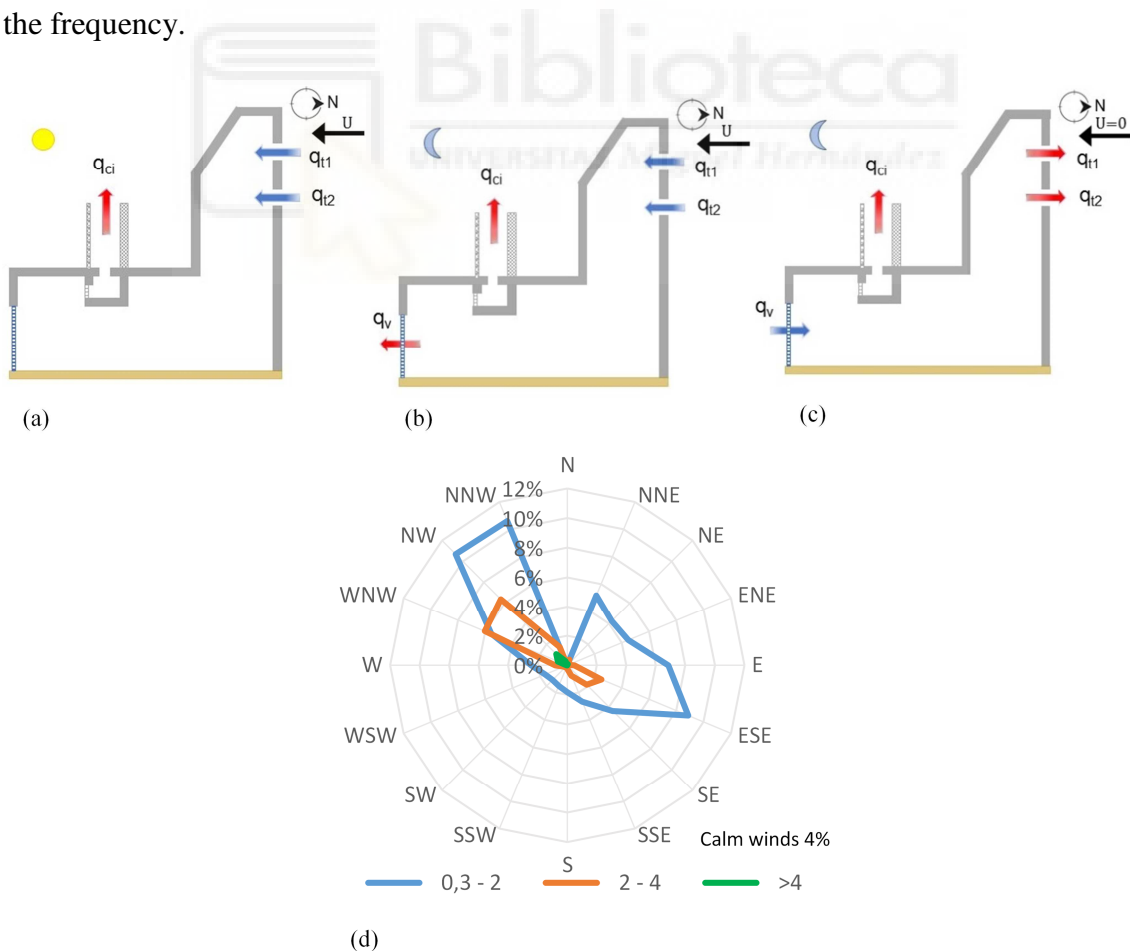


Figure 7. Ventilation modes: (a) day; (b) night; (c) night with negligible wind velocity; (d) velocity distributions

2.5 Model description

The proposed model in Figure 8a is based on the “onions” method described by Hense [51]. This method involves calculating the indoor temperatures of the zones and the ventilation flow rates (Figure 8b) from successive iterations at each simulation time step. The ventilation flow rates are obtained from the airflow mathematical model using the initial indoor temperatures as the input. The results are returned as an input variable in the multi-zone thermal model to obtain a new indoor temperature value. This process is repeated at each time step until a satisfactory solution is obtained for both models.

The Engineering Equation Solver (EES) [52] is a tool for solving nonlinear equations that includes a large database of thermodynamic functions and variables. EES can be linked with the TRNSYS calculation engine (kernel) using the type66a function. Indoor air temperatures are calculated by type56, which allows EES to predict the flow extracted by the chimneys from the resolution of the ventilation envelope. The ventilation flow rate of each room is assigned as an input variable in the thermal multi-zone model, returning the interior zone temperatures as an output variable to calculate the new ventilation value at each time step. All exterior conditions for a dynamic simulation were obtained from the Meteonorm database [53] through type15. The door opening and closing schedules that identify night ventilation are assigned by function type14, through its area (A_v) value. Function type119a is used to reproduce the indoor conditions during intervals when the air conditioning is in operation.

The convection coefficient due to wind is calculated using the expression presented by McAdams [54].

$$h_{wind} = 5.7 + 3.8 \cdot U \quad (8)$$

Table 2 shows the input and output variables of the model in TRNSYS.

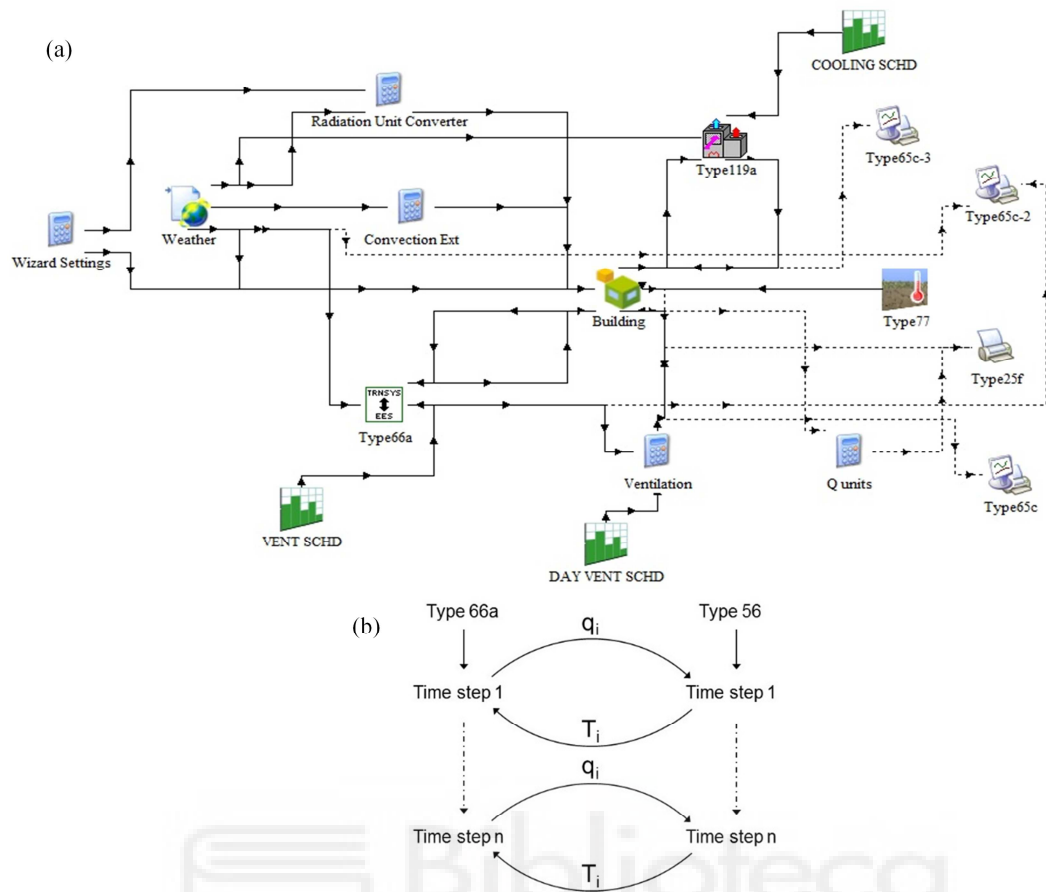


Figure 8. Model simulation: (a) TRNSYS; (b) Onion method

Envelope (type66a)		Thermal multi-zone (type56)			
Inputs	Description	Inputs	Description		
Outputs	T_{lv}	Living room air temp.	Outputs	q_{c1}	Vol. airflow chimney 1
	T_{lt}	Tower air temp.		q_{c2}	Vol. airflow chimney 2
	T_{lr1}	Bedroom 1 air temp.		q_{c3}	Vol. airflow chimney 3
	T_{lr3}	Bedroom 3 air temp.		q_{c4}	Vol. airflow chimney 4
	T_{c1}	Chimney 1 air temp.		m_{c1}	Mass airflow chimney 1
	T_{c2}	Chimney 2 air temp.		m_{c2}	Mass airflow chimney 2
	T_{c3}	Chimney 3 air temp.		m_{c3}	Mass airflow chimney 3
	T_{c4}	Chimney 2 air temp.		m_{c4}	Mass airflow chimney 1
Outputs	T_E	Outdoor temp.	Outputs	T_E	Outdoor temp.
	U	Wind velocity		T_{SKY}	Sky temp.
	alpha	Wind direction		T_{GROUND}	Ground temp.
	A_v	Night ventilation area			

Table 2. Inputs and outputs in TRNSYS simulation

According to Omrani et al., the ratio of wind speed at openings in natural ventilation system designs should be considered, with reference to the speed measured by a weather station [55]. A shielding correction factor (SCF) [56] is considered for heavy shielding

of the measured wind speed. There is uncertainty in the estimation of the discharge coefficient at the openings as it depends on the geometry of the opening and the type of flow. The most widespread value ranges from 0.6–0.65 and is recommended by ASHRAE [57]. A C_d value of 0.6 ± 0.2 [49] may be acceptable when more precise data are not available. In other studies [58, 59], values from 0.5–1 were used for different opening geometries and wind directions. To fit the model, a discharge coefficient of 0.6 is established for the chimney outlet. For the other sections, an iterative process is conducted, varying the parameters from 0.4– 0.8 until the lowest RMSE is obtained. The results are shown in Table 3.

Input	Chim 1	Chim 2	Chim 3	Chim 4	Tower
H (m)	2.5	2.5	2.5	2.5	-
L (m)	2	2	2	2	-
Z (m)	4.5	4.5	4.5	4.5	4.65
A_{out} (m ²)	0.323	0.056	0.296	0.22	0.95
A_{in} (m ²)	0.040	0.020	0.020	0.020	-
A_{grid} (m ²)	0.057	-	0.057	0.057	-
Cd_{out}	0.6	0.6	0.6	0.6	0.4
Cd_{in}	0.4	0.8	0.4	0.4	-
Cd_{grid}	0.5	-	0.5	0.5	-

Table 3. Inputs for airflow envelope model

2.6 Experimental validation

To validate the flow envelope model, the input and output variables were measured in the reference building. Local climatic data (temperature, humidity, wind speed, and direction), indoor conditions (temperature, humidity, comfort level, and CO₂), air velocity and temperature at the entrance of the solar chimneys, and electrical power consumption data were collected from 23 July to 27 July, 2020. All data were collected in 5-min intervals. Figure 9 shows the instrument locations.

Hot wire sensors (Testo 440) were positioned at the centre of the chimney inlet sections to determine the temperature and speed of the intake air. The upper window of the tower was closed during data collection; the lower window remained open throughout. A

Testo 480 multifunction instrument (Figure 10a) was installed in the living room as it was the area most used by the occupants. The Testo 480 multifunction instrument measures indoor air quality (IAQ) parameters and predicted percentage of dissatisfied (PPD), which provides a quantitative prediction of the percentage of people dissatisfied with the thermal comfort level inside the house. PPD is calculated directly by the instrument according to ISO 7730 [60], based on the measured indoor air and radiation temperatures, air velocity, and relative humidity. Weather station (PCE-FWS 20N) was positioned at the highest part of the building (Figure 10c); the power consumption was measured by a Myebox1500 power analyser. A Testo 420 balometer was used for the hot-wire sensor calibration test. The sensor characteristics are shown in Table 4.



Figure 9. Day ventilation scheme and probe placement

PCE-FWS 20N			
Parameter	Sensor	Range	Accuracy
Indoor dry-bulb temperature	NTC	0–50 °C	-
Indoor relative humidity	Capacitive	1–99%	-
Atmospheric pressure	Internal sensor	300–1100 hPa	± 3 hPa
Outdoor dry-bulb temperature	NTC	-40–60 °C	±1 °C
Outdoor relative humidity	Capacitive	1–99%	±4 % from 20–80 %, ±6 %
Wind speed	Wind speed sensor	0–50 m/s	±1 m/s at < 5 m/s, ±10 % at > 5 m/s
Wind direction	Wind vane	-	-

TESTO 480			
Parameter	Sensor	Range	Accuracy
Dry-bulb temperature	NTC	0–50 °C	± 0.3 °C
Relative humidity	Capacitive	0–100%	± 2.5 %
CO ₂	-	0–10000 ppm	± (75 ppm + 3% m.v.)
Radiant temperature	Type K thermocouple	0–120 °C	Class 1

Air velocity	Hot wire	0–5 m/s	$\pm (0.03 \text{ m/s} + 4\% \text{ m.v.})$
--------------	----------	---------	---

TESTO 440

Parameter	Sensor	Range	Accuracy
Dry-bulb temperature	NTC	-20–70 °C	$\pm 0.5 \text{ °C}$
Air velocity	Hot wire	0–30 m/s	$\pm (0.03 \text{ m/s} + 4\% \text{ m.v.})$

TESTO 420

Parameter	Sensor	Range	Accuracy
Volume flow	Airflow capture hood	40–4000 m ³ /h	$\pm 3\% \text{ of m.v.} + 12 \text{ m}^3/\text{h at } +22 \text{ °C}$

Table 4. Instrument characteristics

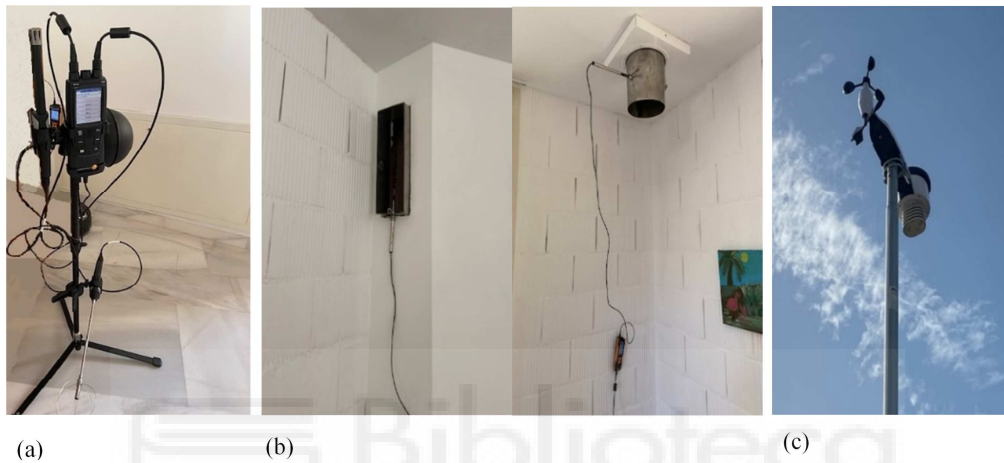
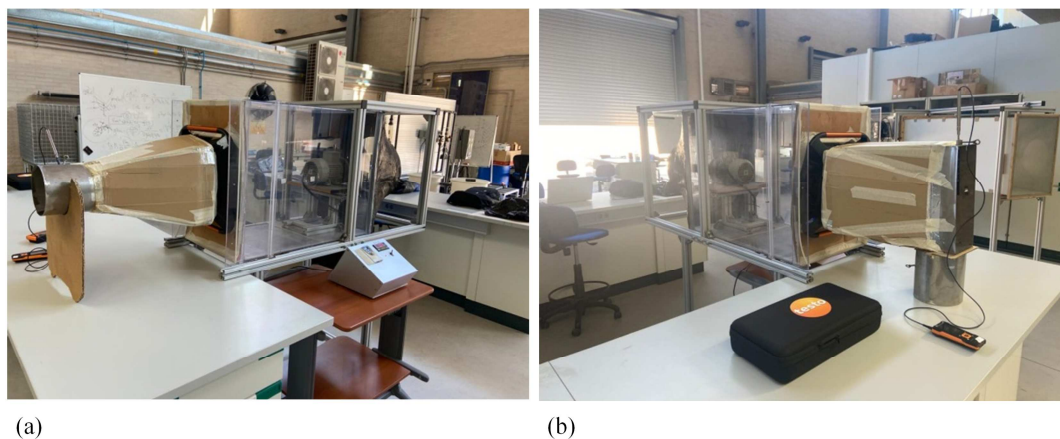


Figure 10. Instrument placement: (a) IAQ; (b) Hot wires; (c) Weather station

Air velocity was monitored at the centre of each chimney inlet section using sensors installed in a specially designed fitting (Figure 10b) after calibration in the laboratory. A correlation was obtained between the air speed measured by the hot wire probes (m/s) at the centre of the section and the total circulating airflow (m³/h) (Figure 11). A wind tunnel was used for this purpose, consisting of a variable speed fan, a Testo 420 balometer, and a Testo 440 hot-wire probe.



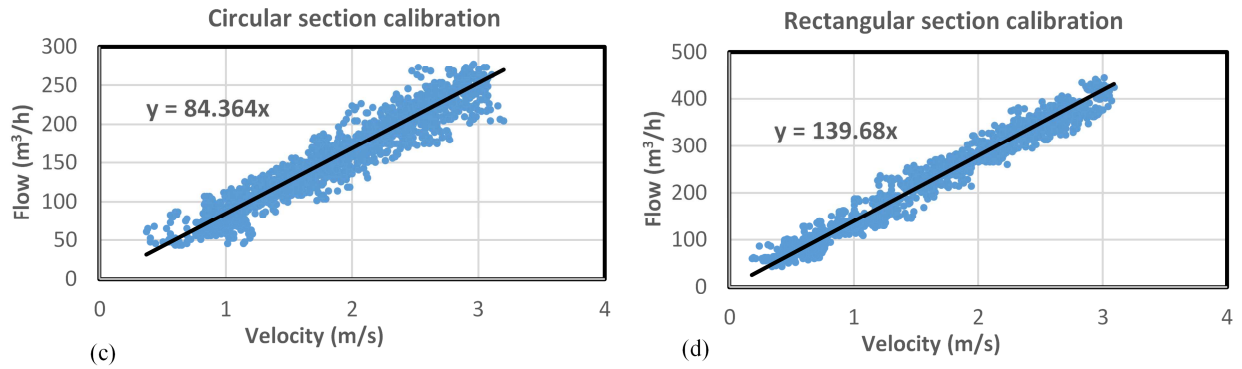


Figure 11. Instrument calibration: (a) Circular section; (b) Rectangular section

The prototype building is equipped with an air conditioning system using 4.85 kW electrical power, operated on user demand. The measurements did not interfere with the daily routine of the family living there. Members of the family were also involved in logging the opening and closing of doors and windows. No other strategies were implemented.

During data collection, the air conditioning equipment was operated between 10:30 am and 12:30 pm on 25 July and 26; it did not affect the night ventilation strategy. During the time it was on, the decrease in indoor temperature caused a slight increase in the airflow through the chimneys.

3. Results and discussion

3.1 Experimental data analysis

To obtain the PPD, an activity level of 1.2 met and a summer clothing level of 0.5 clo were considered. In Figure 12a, the PPD was less than 20% at night; during the day it reached a maximum value of 50%. The air conditioning was operated occasionally, decreasing the PPD to 10%. The CO₂ levels and indoor temperature reached minimum values at night due to the ventilation, and maximum values of 29 °C and 900 ppm during the day. The inertia effects and wall energy accumulation are observed in the gaps between the peak outdoor and indoor temperatures (Figure 12b). The wall temperature remained lower than the indoor and the glazing temperatures (Figure 12c),

except for several hours at night. No significant temperature differences were found between zones of the house (Figure 12d).

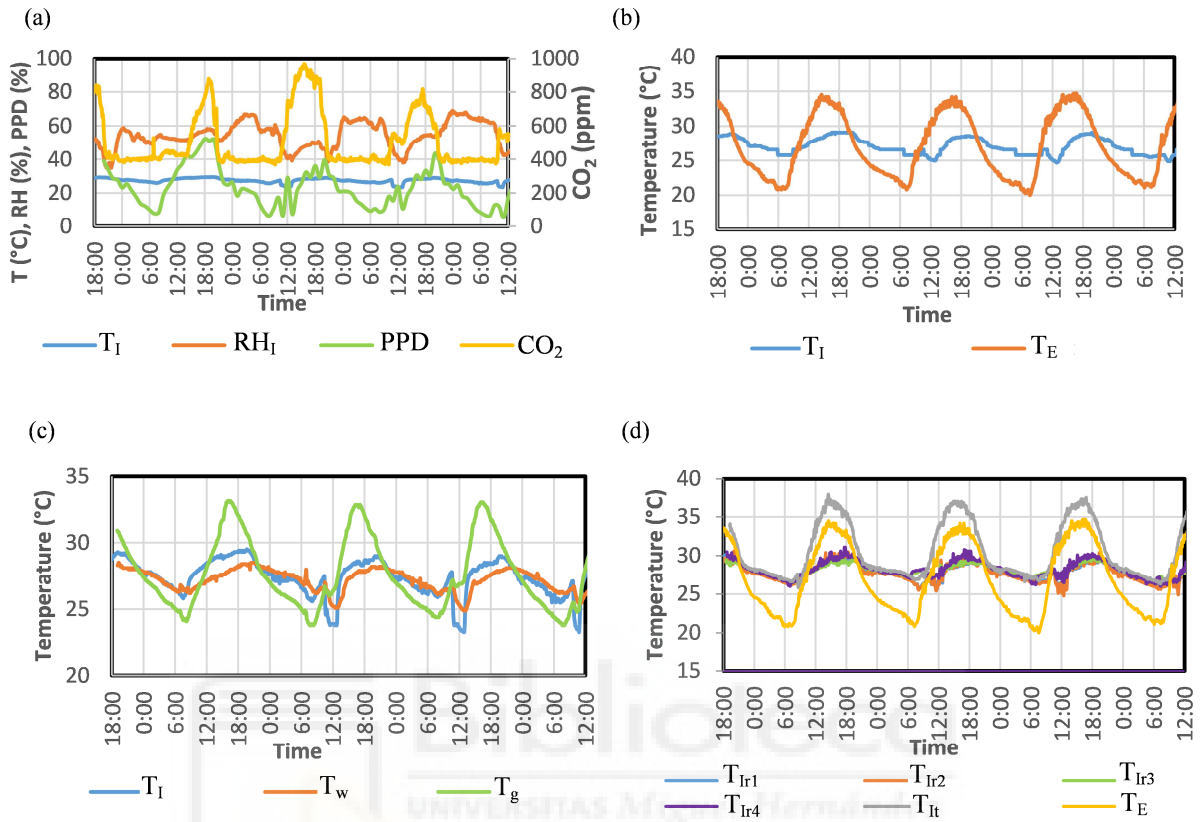


Figure 12. Data monitoring analysis: (a) IAQ; (b) Temperature; (c) Indoor and wall temperatures; (d) Room temperature

Natural ventilation potential is determined by the number of hours that natural ventilation can maintain an adequate level of comfort. With a maximum PPD of 20%, it was found that in 46 of the 94 monitored hours, natural ventilation alone produced a PPD less than 20%. The NVCP index evaluates the natural ventilation cooling potential (NVCP), where h_{comf} is the number of hours in comfort, and h_{tot} is the total number of hours.

$$NVCP (\%) = \frac{h_{comf}}{h_{tot}} \quad (9)$$

An NVCP of 49% was obtained in the thermal comfort evaluation according to ISO 7730.

3.2 Airflow envelope model validation

The flow calculation was performed by running the mathematical model developed using the EES in Section 2.2, with the entry variables in Table 3. The room temperatures and outdoor conditions corresponded to the temperatures in the intake of the chimneys, and the climate data respectively. To calculate the temperatures inside the solar chimneys, thermal simulations were conducted in TRNSYS as independent air nodes. The correlation found in the laboratory test between the measured speed and airflow rate was used to validate the ventilation model. A comparison of the velocities measured (m) in the building and the flows simulated (sim) in the EES is presented in Figure 13. A value of 5.8 m^2 was established for the night ventilation area (A_v). Table 5 presents the calculated RMSE values.

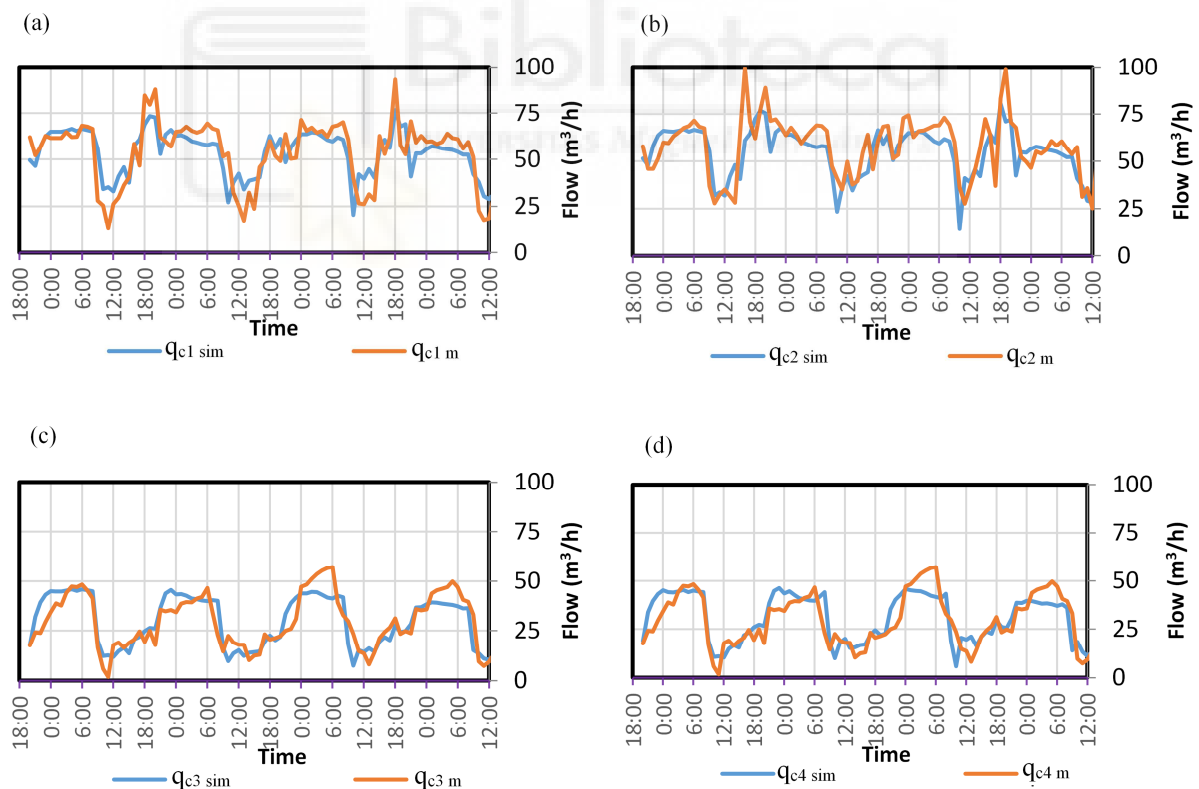


Figure 13. Flow envelope model validation.

Elements	Flow (m ³ /h)	Max. (m ³ /h)	Min. (m ³ /h)	Average (m ³ /h)	RMSE (m ³ /h)
Chimney 1	qc1	93.1	13.0	53.6	10.3
Chimney 2	qc2	99.6	25.1	58.2	10.9
Chimney 3	qc3	57.2	1.75	29.6	7.25
Chimney 4	qc4	59.7	22.0	44.9	7.65

Table 5. RMSE results

3.3 Simulation analysis

In this section, the building energy simulation of the calibrated model is conducted in TRNSYS using a Meteonorm climate database for the location. The effects of natural ventilation and the implemented strategies are shown in the evolution of the indoor and wall temperatures. Comparison of the measured (m) and simulated (sim) data (Figure 14a) confirms the accuracy of the model for a typical meteorological year.

Figure 14b shows the sensible ventilation energy gain (Q_v) provided by chimneys 1 and 2 in the living room. The negative sign represents the cooling effect of natural ventilation, and the positive sign represents the heat gains. It is observed that natural ventilation provided additional cooling during the night. Positive values are achieved for convection energy exchanged by the wall (Q_w) when it sinks the energy stored during the day.

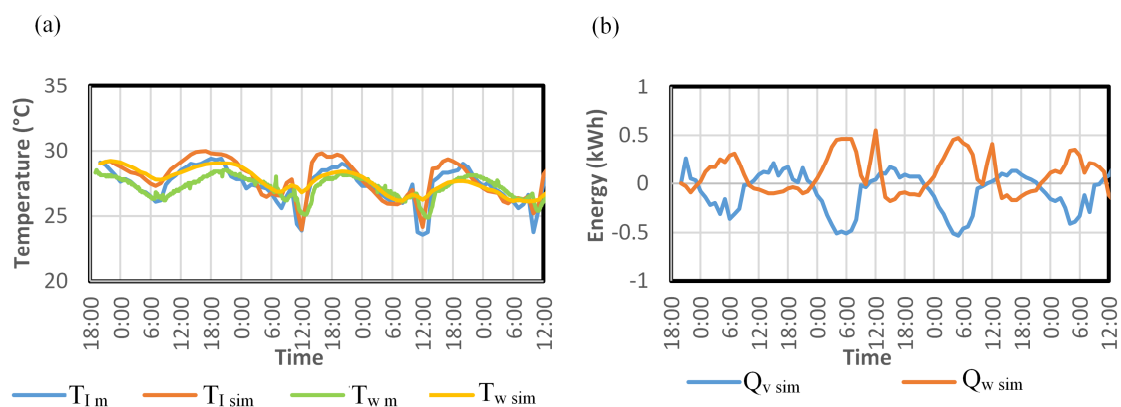


Figure 14. TRNSYS analysis: (a) Indoor temperature and wall temperature; (b) Ventilation and convection wall energy

Different bioclimatic cooling strategies were proposed to improve the level of thermal comfort inside the building, such as the earth–air heat exchanger (EAHE) shown in

Figure 15a, and passive downdraft evaporative cooling (PDEC) shown in Figure 15b. Both systems were combined with the airflow induced by the solar chimneys to provide cooler intake air.

In the EAHE simulation, an inlet air ventilation temperature 10 °C lower than the outdoor air temperature was assumed, based on the similarity of experiments and results in previous research [36, 37]. The PDEC was simulated using TRNSYS as a direct evaporative cooler (DEC) [34]. Type33c (dry-bulb temperature and humidity ratio known) was used to obtain the enthalpy of air; type33h (enthalpy and relative humidity known) was used to obtain the output dry temperature for the established relative humidity. The simulation of the evaporative system was performed using weather data provided by Metonorm. The transformation is considered isenthalpic, with a relative humidity of 100% at the outlet.

Figure 16a shows a comparison of the interior temperatures for both systems and the respective wall temperatures. As a dynamic system, the simulation stabilises on the second day from the initial interior temperature values. The simulation shows that indoor temperatures from 23–25 °C are maintained during the day, and 24–26 °C is maintained at night; the wall temperatures are maintained from 24–26 °C.

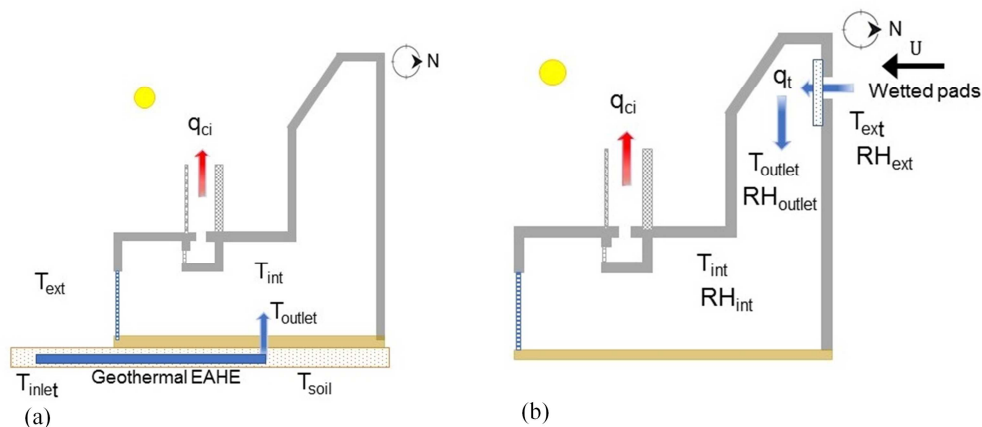


Figure 15. Ventilation cooling strategies: (a) EAHE; (b) PDEC

As expected, the greatest relative humidity (RH) corresponds to the evaporative system, reaching levels greater than 80%, remaining at 40% for the geothermal system. The PPD predicting indoor comfort remained below 10% for both strategies (Figure 16b). The energy analysis shows the cooling potential of the system (Figure 16c). Figure 16d shows the flow rates induced by chimney 1 for each strategy; the highest values correspond to the PDEC strategy. The NVCP index was calculated according to Eq. (9). From the simulation results, both systems provide a PPD of less than 10% and an NVCP value of 100%.

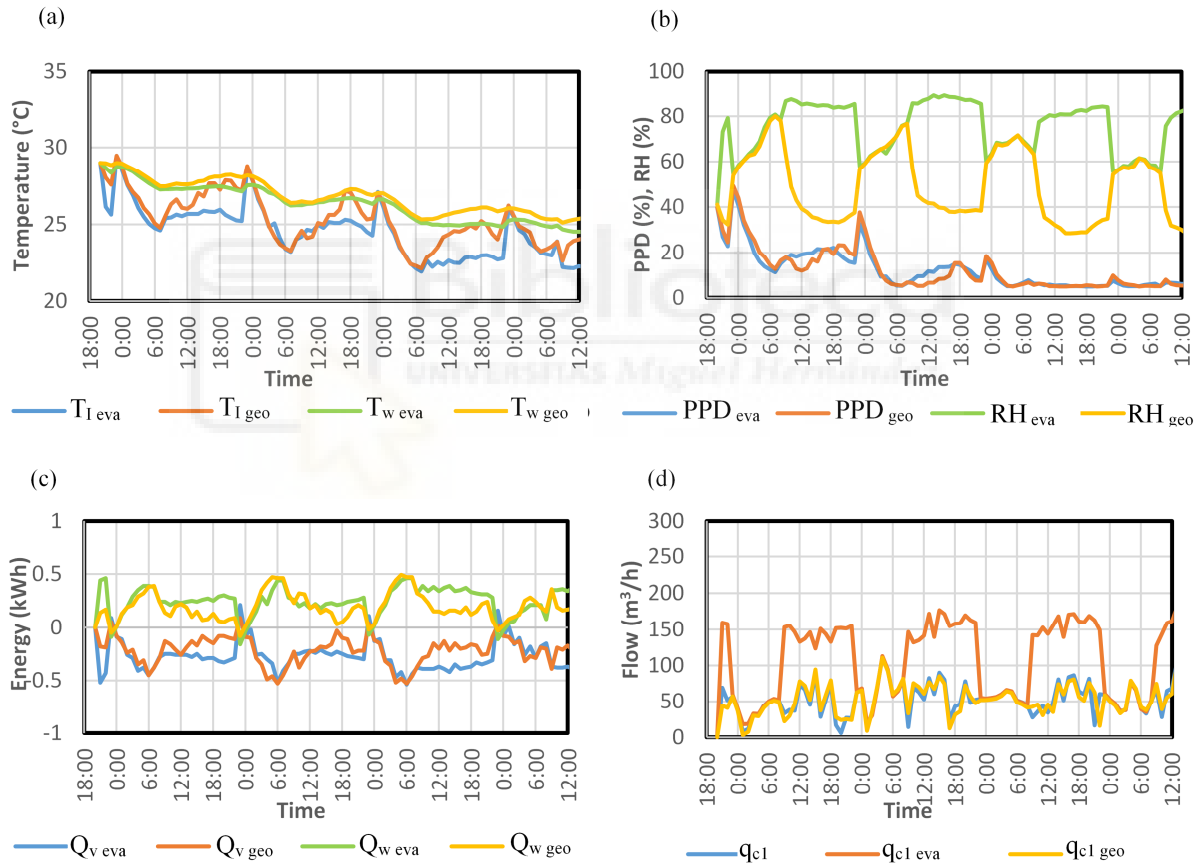


Figure 16. Cooling strategy analysis: (a) Indoor and wall temperature; (b) Relative humidity and PPD; (c) Ventilation energy and convection wall energy; (d) Flow rate

3.4 Energy analysis

The energy analysis was conducted by simulating the system for July and August. The electrical energy savings from the evaluated passive cooling systems were compared with a heat pump system. The energy efficiency ratio (EER) relates the cooling energy

demand (CE_{cool}) to the electrical energy consumed by the cooling source (EE_{cool}) according to Eq. (10).

$$EER = \frac{CE_{cool}}{EE_{cool}} \quad (10)$$

The base electrical energy demand of the building (EE_{base}), without considering any source of cooling energy, was obtained from the measurements. Eq. (11) was used to calculate the percentage of the cooling energy demand.

$$Cdemand(\%) = \frac{EE_{cool}}{EE_{base} + EE_{cool}} \quad (11)$$

For the theoretical reference cooling system, an EER of 3 was established in accordance with the ISO 15502:2006 standard, equivalent to energy class B. The average electrical demand for cooling energy accounts for 42% of the total energy consumption of the building for this period.

The electrical energy savings provided by the passive cooling systems with respect to the reference system are defined as

$$EE_{savings}(\%) = Cdemand \cdot NVCP \quad (12)$$

The PDEC system produced an NVCP of 1. For the EAHE, thermal comfort was not reached for 22 h, resulting in an NVCP of 0.985. Other electricity and water consumption was considered to be negligible. The savings in thermal cooling energy referring to the surface of the building can be expressed as kWh/m². Energy savings of 7.3 kWh/m² and 7.19 kWh/m² were obtained for the PDCE and EAHE systems, respectively, for the simulated period.

Figure 17a shows the cooling energy demand (CE_{cool}) of the building during the monitored period, which reached its maximum between 15:00 and 18:00; this demand is zero when the night ventilation strategy is active. Figure 17b shows the simulation of the existing heat pump cooling system and the electrical cooling demand (EE_{cool}) for an EER of 3 with an operating temperature of 26 °C. It is observed that the consumption

peaks of the installed system are much greater than those of the theoretically simulated design. For this system, an EER of less than 1 was obtained, representing 85% of the total energy consumption of the building, compared to 42% of the total energy consumption of the simulated theoretical system. The results of the energy analysis are presented in Table 6.

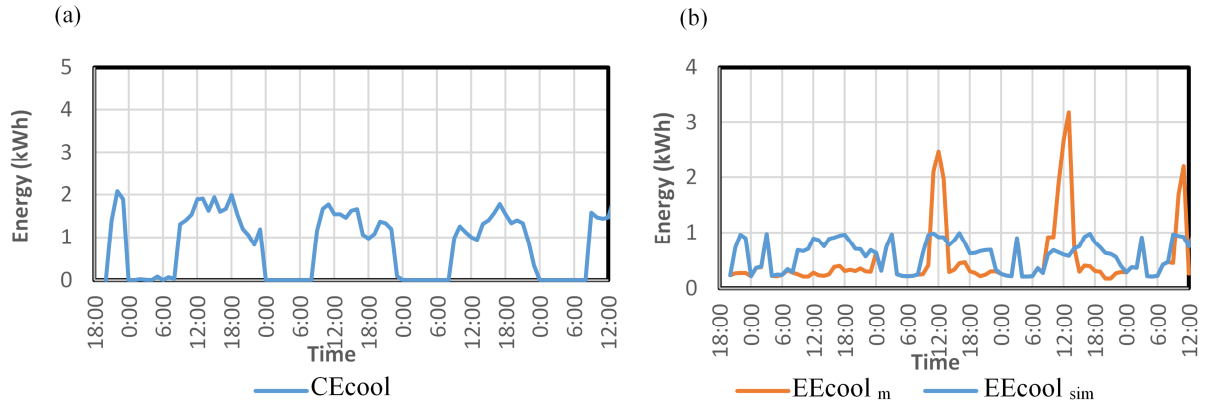


Figure 17. Cooling energy: (a) Cooling demand; (b) Electrical demand

Cooling system	EER (%)	Indoor Temp, (°C)	Cdemand (%)
Heat pump theoretical	3	26	42
Heat pump installed	0.75	23	85
EAHE	-	25	1.5
PDEC	-	24	0

Table 6. Energy analysis of cooling systems

3.5 Discussion

Spanish health regulations in buildings require that sufficient outdoor air flow is provided to ensure an average annual CO₂ concentration in each room of less than 900 ppm; an annual accumulated CO₂ that exceeds 1,600 ppm must be less than 500,000 ppm·h [61]. The measured CO₂ values did not exceed 900 ppm for the natural ventilation airflow rates measured at the reference building.

The measured flow rates ranged from 50–75 m³/h for chimneys 1 and 2 (living room) and from 25–50 m³/h for chimneys 3 and 4 (bedrooms), highlighting the potential of the solar chimneys. These flows would be increased according to Saleem et al. [10] by optimising geometric and constructive parameters such as the width, air gap, and

inclination of the chimney. Replacing the iron sheet with black glass would increase the temperature inside the chimney and the flow.

The maximum outdoor temperature in the simulation occurred on 21 July at 4:00 pm, reaching 39 °C. The PDEC system predicted a decrease in the air inlet temperature of up to 24.5 °C, and an indoor temperature of 25.8 °C. This result may have been affected by the efficiency of the evaporative system as complete air saturation was considered in the simulation. Alaidroos and Krarti [32] reported a decrease in the outdoor temperature of up to 20 °C in hot and dry climates, with humidity levels below 20% in summer, which represented 64% of the demand for refrigeration and 32% of the total energy consumption of the building. In this study, with 40% humidity during the day, the energy savings reached 42%.

The Spanish Building Technical Code (DB HE0) [61] limits the total primary energy consumption of the climate zone where the house is located to 64 kWh/m² year. The PDEC system achieves an energy savings of 7.3 kWh/m² for July and August, the months with maximum cooling demand. Natural ventilation and passive cooling systems can help facilitate the EU's objectives regarding energy consumption in buildings (nZEB).

The PDEC system has a higher cooling potential than the EAHE system, mainly due to a higher ventilation airflow rate and a greater decrease in the air inlet temperature. As an advantage, the EAHE system can also supply hot air in colder weather, but it would require long distances of buried duct. The PDEC system has the drawback of increasing humidity in the indoor environment.

This study has certain limitations. When solving the ventilation model for the airflow rates, the conditions were considered steady for specific wind pressures and internal temperatures. Temperatures were considered uniform in the rooms and with vertical

variation in solar chimneys. Wind turbulence and local effects were not considered in this study.

The experimental data used to validate the envelope flow and thermal models were collected over a period of four days in July, which may cast doubt on the results. However, the climatic data measured from 23 July to 27 July corresponded to an average day in July in terms of temperature, humidity, and solar radiation. The climatic conditions for these days were checked against the typical meteorological year provided by Meteonorm, with differences of 0.6 °C for the dry-bulb temperature (28 °C vs. 27.4 °C), 6% for the relative humidity (51% vs. 57%), and 11 W/m² for the horizontal solar radiation (532 W/m² vs. 543 W/m²).

For simulation of the passive cooling systems, 100% saturation of the inlet air was assumed for the PDEC system; the EAHE was evaluated with a decrease in the inlet temperature of 10 °C. Although we could not act on the constructive and architectural design of the analysed elements, the solar chimney design could be optimised.

4. Conclusion

The objective of this study was to address the impact of natural ventilation and passive cooling systems on the energy consumption of residential buildings. The performance of a reference building equipped with a wind tower assisted by several solar chimneys was simulated, and the simulation model was experimentally validated.

The RMSE between the experimental values and those predicted by the model ranged from 10.9 m³/h to 7.25 m³/h; it is confirmed that combining thermal and airflow models using EES and TRNSYS is suitable for predicting the system operating conditions with different climatic factors, and also for exploring the performance of alternative passive cooling systems (PDEC and EAHE).

The PDEC system simulation produced an average indoor temperature of 24 °C; the average indoor temperature for the EAHE was 25 °C. Both systems were able to

provide energy savings of nearly 42% compared with a vapor-compression cooling system with an EER of 3. The experimentally measured indoor temperatures reached 29 °C without implementing complementary cooling systems, resulting in a PPD of 50%. The simulated passive cooling strategies reduced the PPD to 10%. The simulation also allowed evaluation of the ventilation energy exchange and analysis of the night ventilation strategy.

The analysed systems ensured adequate indoor air quality. In terms of thermal comfort, the PDEC system produced an NVCP of 1, the EAHE system produced an NVCP of 0.985, and the night ventilation strategy produced an NVCP of 0.49.

EU regulations do not consider the potential of natural ventilation and passive cooling systems as renewable sources to achieve near-zero energy building (nZEB) standards. The Spanish translation of the EU regulations sets limits on the consumption of non-renewable primary energy and the energy demand of buildings. This study demonstrates that natural ventilation and passive cooling systems can contribute to these objectives and improve indoor air quality.

Currently, it is difficult for designers to assess the potential of natural ventilation systems in a specific climate during the design phase of a project. There are no specific tools for the prediction of airflows through the envelope based on the effects of buoyancy and wind pressure that integrate the thermal model of the building. This study bridges that gap by combining the EES and TRNSYS simulation capabilities.

Although the experimental data correspond to a short period of time (four days in July), the climatic data measured during those days matched the average climatic conditions for July in the typical meteorological year provided by Meteonorm. More detailed designs of the EAHE and PDEC systems can be studied in future projects.

5. Acknowledgements

This research was funded by FEDER/Ministerio de Ciencia e Innovación Agencia Estatal de Investigación through Spanish research projects ENE2017-83729-C3-1-R and ENE2017-83729-C3-3-R, supported by FEDER funds.

6. References

- [1] Li, D. H. W., Pan, W., & Lam, J. C. (2014). A comparison of global bioclimates in the 20th and 21st centuries and building energy consumption implications. *Building and Environment*, 75, 236–249. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.02.009>
- [2] Pantazaras, A., Santamouris, M., Lee, S. E., & Assimakopoulos, M. N. (2018). A decision tool to balance indoor air quality and energy consumption: A case study. *Energy and Buildings*, 165, 246–258. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.01.045>
- [3] Etheridge, D. W. (2010). Ventilation, air quality and airtightness in buildings. In *Materials for Energy Efficiency and Thermal Comfort in Buildings*. <https://doi.org/10.1533/9781845699277.1.77>
- [4] Schnieders, J., Eian, T.D., Filippi, M. et al. (2020). Design and realisation of the Passive House concept in different climate zones. *Energy Efficiency* 13, 1561–1604. <https://doi.org/10.1007/s12053-019-09819->
- [5] Wu, Y., Gao, N., Niu, J., Zang, J., & Cao, Q. (2021). Numerical study on natural ventilation of the wind tower: Effects of combining with different window configurations in a low-rise house. *Building and Environment*, 188(October 2020), 107450. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.107450>
- [6] Duan, S. (2019). A predictive model for airflow in a typical solar chimney based on solar radiation. *Journal of Building Engineering*, 26(August), 100916. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2019.100916>
- [7] Naraghi, M. H., & Blanchard, S. (2015). Twenty-four hour simulation of solar chimneys. *Energy and Buildings*, 94, 218–226. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.03.001>
- [8] Imran, A. A., Jalil, J. M., & Ahmed, S. T. (2015). Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney. *Renewable Energy*, 78, 236–244. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.01.019>
- [9] Monghasemi, N., & Vadiie, A. (2017). A review of solar chimney integrated systems for space heating and cooling application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81(April 2017), 2714–2730. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.06.078>
- [10] Saleem, A. A., Bady, M., Ookawara, S., & Abdel-Rahman, A. K. (2016). Achieving standard natural ventilation rate of dwellings in a hot-arid climate using solar chimney. *Energy and Buildings*, 133, 360–370. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.10.001>
- [11] Akeiber, H., Nejat, P., Majid, M. Z. A., Wahid, M. A., Jomehzadeh, F., Zeynali Famileh, I., ... Zaki, S. A. (2016). A review on phase change material (PCM) for sustainable passive cooling in building envelopes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 1470–1497. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.03.036>
- [12] Duan, S., Wang, L., Zhao, Z., & Zhang, C. (2021). Experimental study on thermal performance of an integrated PCM Trombe wall. *Renewable Energy*, 163, 1932–

1941. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.10.081>
- [13] Faraj, K., Khaled, M., Faraj, J., Hachem, F., & Castelain, C. (2020). Phase change material thermal energy storage systems for cooling applications in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 119(December 2018), 109579. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109579>
- [14] Jiménez-Xamán, C., Xamán, J., Moraga, N. O., Hernández-Pérez, I., Zavala-Guillén, I., Arce, J., & Jiménez, M. J. (2019). Solar chimneys with a phase change material for buildings: An overview using CFD and global energy balance. *Energy and Buildings*, 186, 384–404. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.01.014>
- [15] Tong, Z., Chen, Y., & Malkawi, A. (2017). Estimating natural ventilation potential for high-rise buildings considering boundary layer meteorology. *Applied Energy*, 193, 276–286. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.041>
- [16] Artmann, N., Manz, H., & Heiselberg, P. (2007). Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe. *Applied Energy*, 84(2), 187–201. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.05.004>
- [17] Campaniço, H., Soares, P. M. M., Hollmuller, P., & Cardoso, R. M. (2016). Climatic cooling potential and building cooling demand savings: High resolution spatiotemporal analysis of direct ventilation and evaporative cooling for the Iberian Peninsula. *Renewable Energy*, 85, 766–776. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.038>
- [18] Campaniço, H., Soares, P. M. M., Cardoso, R. M., & Hollmuller, P. (2019). Impact of climate change on building cooling potential of direct ventilation and evaporative cooling: A high resolution view for the Iberian Peninsula. *Energy and Buildings*, 192, 31–44. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.03.017>
- [19] Yoon, N., Norford, L., Malkawi, A., Samuelson, H., & Piette, M. A. (2020). Dynamic metrics of natural ventilation cooling effectiveness for interactive modeling. *Building and Environment*, 180(May), 106994. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.106994>
- [20] Sakiyama, N. R. M., Carlo, J. C., Frick, J., & Garrecht, H. (2020). Perspectives of naturally ventilated buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 130(May), 109933. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109933>
- [21] Sakiyama, N. R. M., Mazzaferro, L., Carlo, J. C., Bejat, T., & Garrecht, H. (2021). Natural ventilation potential from weather analyses and building simulation. *Energy and Buildings*, 231, 110596. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110596>
- [22] Feustel HE, Smith BV, Dorer V, Hass A, Weber A. (2005), COMIS 3.2 e User guide. Dubendorf, Switzerland: EMPA.
- [23] Walton GS, Dols WS. (2008). CONTAM 2.4 User guide and program Documentation. NISTR 7251. Gaithersburg, MD, USA: National Institute of Standards and Technology.
- [24] Weber, A., M. Koschenz, V. Dorer, et al. (2003). TRNFLOW, a new tool for the modelling of heat, air and pollutant transport in buildings within TRNSYS. *Building Simulation 2003*. Eindhoven, Netherlands: 1363 -1368.
- [25] Gu, L. (2007). Airflow network modeling in EnergyPlus. *Building Simulation 2007*, Beijing, China, IBPSA, September 3-6.
- [26] Aschaber, J. & Hiller, M. & Weber, R. (2010). Trnsys17: New features of the multizone building model. *IBPSA 2009 - International Building Performance Simulation Association 2009*.
- [27] Crawley, D. B., L. K. Lawrie, F. C. Winkelmann, et al. 2001. EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and Buildings* 33(4): 319-331.
- [28] Alemu, A. T., Saman, W., & Belusko, M. (2012). A model for integrating passive

- and low energy airflow components into low rise buildings. *Energy and Buildings*, 49, 148–157. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.02.002>
- [29] Serageldin, A. A., Abdeen, A., Ahmed, M. M. S., Radwan, A., Shmroukh, A. N., & Ookawara, S. (2020). Solar chimney combined with earth to-air heat exchanger for passive cooling of residential buildings in hot areas. *Solar Energy*, 206(May), 145–162. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.05.102>
- [30] Oropeza-Perez, I., & Østergaard, P. A. (2018). Active and passive cooling methods for dwellings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(October 2017), 531–544. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.059>
- [31] Ahmed, T., Kumar, P., & Mottet, L. (2021). Natural ventilation in warm climates: The challenges of thermal comfort, heatwave resilience and indoor air quality. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 138(May 2020), 110669. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110669>
- [32] Alaidroos, A., & Krarti, M. (2016). Evaluation of passive cooling systems for residential buildings in the Kingdom of Saudi Arabia. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 138(3). <https://doi.org/10.1115/1.4033112>
- [33] Kang, D., & Strand, R. K. (2013). Modeling of simultaneous heat and mass transfer within passive down-draft evaporative cooling (PDEC) towers with spray in FLUENT. *Energy and Buildings*. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.039>
- [34] Cuce, P. M., & Riffat, S. (2016). A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1240–1249. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.066>
- [35] Kang, D., & Strand, R. K. (2019). Analysis of the system response of a spray passive downdraft evaporative cooling system. *Building and Environment*, 157(April), 101–111. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2019.04.037>
- [36] Yu, Y., Li, H., Niu, F., & Yu, D. (2014). Investigation of a coupled geothermal cooling system with earth tube and solar chimney. *Applied Energy*, 114, 209–217. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.038>
- [37] Khabbaz, M., Benhamou, B., Limam, K., Hollmuller, P., Hamdi, H., & Bennouna, A. (2016). Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger for air cooling in a residential building in hot semi-arid climate. *Energy & Buildings*, 125, 109–121. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.04.071>
- [38] Benhammou, M., Draoui, B., & Hamouda, M. (2017). Improvement of the summer cooling induced by an earth-to-air heat exchanger integrated in a residential building under hot and arid climate. *Applied Energy*, 208(October), 428–445. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.10.012>
- [39] Chiesa, G., & Grosso, M. (2015). Direct evaporative passive cooling of building. A comparison amid simplified simulation models based on experimental data. *Building and Environment*, 94(P1), 263–272. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.08.014>
- [40] Kang, D., & Strand, R. K. (2016). Significance of parameters affecting the performance of a passive down-draft evaporative cooling (PDEC) tower with a spray system. *Applied Energy*, 178, 269–280. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.055>
- [41] Kang, D., & Strand, R. K. (2018). Performance control of a spray passive down-draft evaporative cooling system. *Applied Energy*, 222(March), 915–931. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.039>
- [42] Serageldin, A. A., Abdelrahman, A. K., & Ookawara, S. (2018). Parametric study and optimization of a solar chimney passive ventilation system coupled with an earth-to-air heat exchanger. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*,




- 30(October), 263–278. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.10.010>
- [43] Yang, D., Wei, H., Shi, R., & Wang, J. (2019). A demand-oriented approach for integrating earth-to-air heat exchangers into buildings for achieving year-round indoor thermal comfort. *Energy Conversion and Management*, 182(December 2018), 95–107. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.071>
- [44] Sundell, J., Levin, H., Nazaroff, W. W., Cain, W. S., Fisk, W. J., Grimsrud, D. T., ... Weschler, C. J. (2011). Ventilation rates and health: Multidisciplinary review of the scientific literature. *Indoor Air*, 21(3), 191–204. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.2010.00703.x>
- [45] Schieweck, A., Uhde, E., Salthammer, T., Salthammer, L. C., Morawska, L., Mazaheri, M., & Kumar, P. (2018). Smart homes and the control of indoor air quality. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 94(June 2017), 705–718. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.05.057>
- [46] Heiselberg, P., & Perino, M. (2010). Short-term airing by natural ventilation - implication on IAQ and thermal comfort. *Indoor Air*, 20(2), 126–140. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.2009.00630.x>
- [47] Zarrabi, M., Yazdanfar, S. A., & Hosseini, S. B. (2021). COVID-19 and healthy home preferences: The case of apartment residents in Tehran. *Journal of Building Engineering*, 35(December 2020). <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2020.102021>
- [48] Kalmár, T., & Kalmár, F. (2020). Investigation of natural aeration in home offices during the heating season – case study. *Journal of Building Engineering*, 35(December 2020), 102052. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2020.102052>
- [49] Flourentzou, F., Van Der Maas, J., & Roulet, C. A. (1998). Natural ventilation for passive cooling: Measurement of discharge coefficients. *Energy and Buildings*, 27(3), 283–292. [https://doi.org/10.1016/s0378-7788\(97\)00043-1](https://doi.org/10.1016/s0378-7788(97)00043-1)
- [50] Muehleisen, R. T., & Patrizi, S. (2013). A new parametric equation for the wind pressure coefficient for low-rise buildings. *Energy and Buildings*, 57, 245–249. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.10.051>
- [51] Hensen, J.L.M. (1995). Modelling coupled heat and airflow: ping-pong vs onions. *Proceedings of the 16th Conference Implementing the Results of Ventilation Research*, September, pp. 253-262. Palm Spring: IEA Air Infiltration and Ventilation Centre (Coventry, UK).
- [52] Klein, S., & Nellis, G. (2014). *Engineering equation solver (EES) for microsoft windows operating systems, professional versions*. Madison USA, WI: F-Chart SoftwarE.
- [53] Meteonorm. (2012). Meteonorm - Global meteorological database. Retrieved from <http://meteonorm.com/>
- [54] McAdams, W.H. (1994). *Heat Transmission*. 3rd ed. New York: McGraw-Hill.
- [55] Omrani, S., Garcia-Hansen, V., Capra, B. R., & Drogemuller, R. (2017). Effect of natural ventilation mode on thermal comfort and ventilation performance: Full-scale measurement. *Energy and Buildings*, 156, 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.09.061>
- [56] Swami, M. V. & Chandra, S. (1987). *Procedures for Calculating Natural Ventilation Airflow in Buildings*. <http://www.fsec.ucf.edu/en/publications/pdf/FSEC-CR-163-86.pdf>
- [57] ASHRAE, 2009. *Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta.
- [58] Karava, P., Stathopoulos, T., Athienitis, A.K. (2004). Wind Driven Flow through Openings – A Review of Discharge Coefficients, *International Journal of Ventilation*, 3:3, 255-266, DOI: 10.1080/14733315.2004.11683920
- [59] Yi, Q., Zhang, G., Li, H., Wang, X., Janke, D., Amon, B., ... Amon, T. (2020).

- Estimation of opening discharge coefficient of naturally ventilated dairy buildings by response surface methodology. *Computers and Electronics in Agriculture*, 169(November 2019), 105224. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105224>
- [60] ISO, ISO 7730:2005. (2005). Ergonomics of the thermal environment –Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.
- [61] CTE. (2019). Spanish Building Technical Code. Royal Legislative Decree 732/2019, of 20 December, amending the Spanish Building Technical Code, approved by the Royal Legislative Decree 314/2006, of 17 March.. https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2019-18528



Article

Analysis of the Performance of a Passive Downdraught Evaporative Cooling System Driven by Solar Chimneys in a Residential Building by Using an Experimentally Validated TRNSYS Model

Andrés Soto ^{1,*}, Pedro Martínez ¹, Victor M. Soto ² and Pedro J. Martínez ¹

¹ Department of Mechanical Engineering and Energy, Miguel Hernández University, Avda. Universidad, s/n-Ed. Innova, 03202 Elche, Spain; pedro.martinez@umh.es (P.M.); pjuan.martinez@umh.es (P.J.M.)

² Department of Applied Thermodynamics, Polytechnic University of Valencia, Camino de Vera, s/n, 46022 Valencia, Spain; vsoto@ter.upv.es

* Correspondence: andres.sotob@coiirm.es

Abstract: Natural ventilation, combined with a passive cooling system, can provide significant energy savings in the refrigeration of indoor spaces. The performance of these systems is highly dependent on outdoor climatic conditions. The objective of this study was to analyse the feasibility of a passive, downdraught, evaporative cooling system driven by solar chimneys in different climatic zones by using an experimentally validated simulation tool. This tool combined a ventilation model and a thermal model of the dwelling in which an empirical model of a direct evaporative system made of plastic mesh was implemented. For experimental validation of the combined model, sensors were installed in the dwelling and calibrated in the laboratory. The combined model was applied to Spanish and European cities with different climates. In the simulation, values of cooling energy per volume of air ranging between 0.53 Wh/m³ and 0.79 Wh/m³ were obtained for Alicante (hot climate with moderate humidity) and Madrid (hot and dry climate), respectively. In these locations, medium and high applicability was obtained, respectively, in comparison with Burgos (cold climate with moderate humidity) and Bilbao (cold and humid climate), which were low. The evaluation of the reference building in each location allowed establishing a classification in terms of performance, comfort and applicability for each climate.

Keywords: evaporative cooling; wind tower; solar chimneys; solar cooling; TRNSYS simulation



Citation: Soto, A.; Martínez, P.; Soto, V.M.; Martínez, P.J. Analysis of the Performance of a Passive Downdraught Evaporative Cooling System Driven by Solar Chimneys in a Residential Building by Using an Experimentally Validated TRNSYS Model. *Energies* **2021**, *14*, 3486. <https://doi.org/10.3390/en14123486>

Academic Editor: Carlo Renno

Received: 4 May 2021

Accepted: 9 June 2021

Published: 11 June 2021

Publisher's Note: MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



Copyright: © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Introduction

Information from the European Commission states that HVAC systems are responsible for 50% of the energy consumed in buildings. Directive (EU) 2018/844 which amended Directive 2010/31/EU, sets a target of 80–95% reduction of greenhouse gas emissions in buildings by the year 2050 compared to 1990. In this context, the concept of nearly zero energy consumption (nZEB) involves the use of energy efficiency to reduce energy demand to a minimum as well as the use of renewable energies.

The use of natural ventilation strategies contributes to the reduction of cooling energy demand during periods when outdoor conditions are able to provide indoor comfort. However, in the summer months, this situation is difficult to achieve on days when the outside temperature is high and additional cooling sources are required.

Solar radiation can be used to produce passive ventilation and cooling in buildings through elements that utilise and transform the energy produced by the sun in order to take advantage of it for cooling strategies. According to Monghasemi and Vadiie [1], solar chimneys can be integrated into solutions for space heating and cooling. The air contained in the chimney is heated when a surface with high energy collection is exposed to solar radiation that transfers it into the chimney cavity. The temperature difference of the air

in the chimney and the room causes an extraction operation due to the buoyancy effect. In [2], optimum air flow rates were obtained for a 45° angle of inclination of the surface that received the radiation.

Evaporative cooling, combined with natural ventilation, has the potential to reduce outdoor air temperatures in hot climates with moderate humidity by harnessing the latent heat of water in an adiabatic process. Evaporative cooling systems can be used for temperature control of both outdoor and indoor spaces. Givoni, B. developed an evaporative cooling system to cool the outdoor areas of the Expo '92 in Seville. This system consisted of a duct that caught outside air at the top and sprayed water controlled by a pump. The passive downdraught evaporative cooling (PDEC) system cools the air at the top of the building to produce an airflow down to the lower spaces [3]. Cuce et al. [4] presented other designs that could be combined with wind towers such as using an evaporative cooling pad at the intake of outdoor air. The temperature reduction provided by PDEC systems, according to the research reviewed in [5], can be as much as 8 °C for outdoor ambient temperatures above 35 °C.

There are different materials that can be appropriate for the manufacture of the pad used as a direct evaporative system: porous metal pads, cellulose pads, porous ceramic pads and plastic polymer pads. Rong et al. [6] studied the performance of a cellulose pad under different modes of control and operation. The highest temperature drop was obtained when the inlet air velocity increased to its highest value. When the water supply to the pad was increased, the pressure drop increased as well. Other authors [7] developed a numerical model for an aluminium, multilayer pad (Oxyvap cooler). In [8], the optimisation of a cellulose pad, based on the multi-objective method to improve thermodynamic and life cycle performance, was presented. They obtained optimal pad thicknesses for most cases between 0.23 and 0.24 m and a contact area of 540 m²/m³. Experimental results of a new pad design with beehive construction, made of corrugated cellulose were presented in [9], wherein 84% efficiency was obtained. New natural materials were presented and compared in [10]. The highest water consumption was obtained for pads made of eucalyptus fibres. In this study, higher evaporation rates were obtained for all materials when the air velocity was higher. The different parameters affecting the design of an evaporative pad were evaluated in different climates in Morocco [11]. In all cases, the cooling capacity (mass flow rate of cooled air) was found to increase for higher thicknesses and increasing frontal air velocity. However, the performance (saturation effectiveness) was lower for lower thicknesses and increasing air velocity. Water consumption ranged between 3.3 kg/h and 10.6 kg/h. Similar conclusions were obtained in [12] for different climatic zones of Iran. The performance of the evaporative pad could be increased by pre-drying the intake air with desiccants or membranes [13]. A new arrangement for an evaporative pad consisting of a multi-layer section was proposed in [14].

The application potential of evaporative cooling systems has a strong dependence on the local climate. Aparicio-Ruiz et al. [15] studied the potential of applying a PDEC system in different climates in the USA by establishing a set of maps derived from evaluating two proposed indexes based on US meteorological databases. Other authors [16,17] proposed an index for the calculation of climatic cooling potential and energy savings through evaluation using climatic data from different zones of the Iberian Peninsula.

Kang et al. [18] obtained a mathematical correlation for spray PDEC systems that accurately predicted the temperature, humidity and velocity of the air flowing out of the systems. These authors developed in [19] a CFD model that enabled predicting the airflow characteristics in PDEC systems and the relationship with system performance under different humidity conditions. They concluded that PDEC systems had a strong dependence on the local climate.

The aim of the study is to simulate a solar chimney-driven PDEC system in different proposed climate zones in order to evaluate performance and applicability, defined as the quality of the evaporative system for application in a specific climate. An empirical model of a novel, direct-evaporative cooling pad made of plastic mesh was used as the

cooling solution for the intake air to the PDEC system. This panel was characterised by its low manufacturing cost; being configurable in many sizes, flexible and adaptable; and furthermore, the resulting air pressure drop was low. Both the empirical model of the evaporative pad as well as the ventilation and thermal model of the house were experimentally validated and implemented together in a building energy model. The model integrated the building envelope flow model, which incorporated the passive ventilation solutions (PDEC and solar chimneys) with the multi-zone thermal model. The performance of the proposed system was therefore evaluated in a specific reference building, through an energy model, in different climatic zones. The study of the performance and comfort values obtained by each system under different climatic conditions and configurations allowed us to define a suitable selection for each climate zone in terms of technology type and configuration. This is a novelty for the integration of this solution in future projects and the fulfilment of the objectives established by the EU.

2. Materials and Methods

The building energy simulation that incorporated the passive cooling system described below was based on the integration of two experimentally validated models. The combined ventilation and thermal model of the house integrated the calculation of flow rates through the building envelope and the prediction of indoor temperatures in each zone. This model was experimentally validated using on-site collected data that included the measurement of air velocities through openings, indoor comfort conditions and outdoor weather conditions. This validation was complemented with a laboratory test for the calibration of the couplings where the air velocity probes (hot-wire probes) were placed, which allowed the relationship between the measured air velocity and the air flow through the couplings to be obtained. The mathematical model of the evaporative system included the mathematical equations that predicted the air temperature at the outlet of the system and the pressure drop. To obtain the experimental data, a wind tunnel was used and equipped with a water supply, collection and recirculation system with an adjustable flow rate. The thermal- and fluid-dynamic behaviour of the C&V RF-200 model evaporative pad provided by Control and Ventilation S.L. was characterised for different thicknesses, airflows and incoming water flow rates, and a non-linear regression analysis was conducted for the constant terms calculation.

This ventilation model has certain limitations. The wind speed and indoor temperatures were considered constant for every time step (1 h) of the simulation. Temperatures were considered to be uniform across the zones and with vertical variation in the solar chimneys. Flow field on the building envelope was considered using a correlation for the pressure coefficients around the building (function of the geometric parameters of the building and the wind direction angle).

2.1. Building and Evaporative Cooling System Description

The reference house (Figure 1a), located in Murcia (Spain), incorporated a natural ventilation system consisting of a north-facing wind tower (Figure 1b) assisted by four solar chimneys that communicated with the rooms of the building (Figure 1c). The wind tower favoured the natural inflow of outside air by producing a downward flow caused by the air velocity and pressure of the wind as it impinged on the façade openings. The air flow through the spaces was produced by convective ventilation wherein the air was extracted by the buoyancy effects and temperature differences that occurred in the chimneys. The solar chimneys had different geometries and were 2 m high. The solar radiation absorption surface consisted of a sheet of iron painted black.

In combination with the natural ventilation system described above, the house had a high thermal inertia. The walls acted as an energy store during the day. At night, ventilation was increased by the effect of the temperature difference, and this energy was dissipated when the outdoor temperature was lower than the indoor temperature.

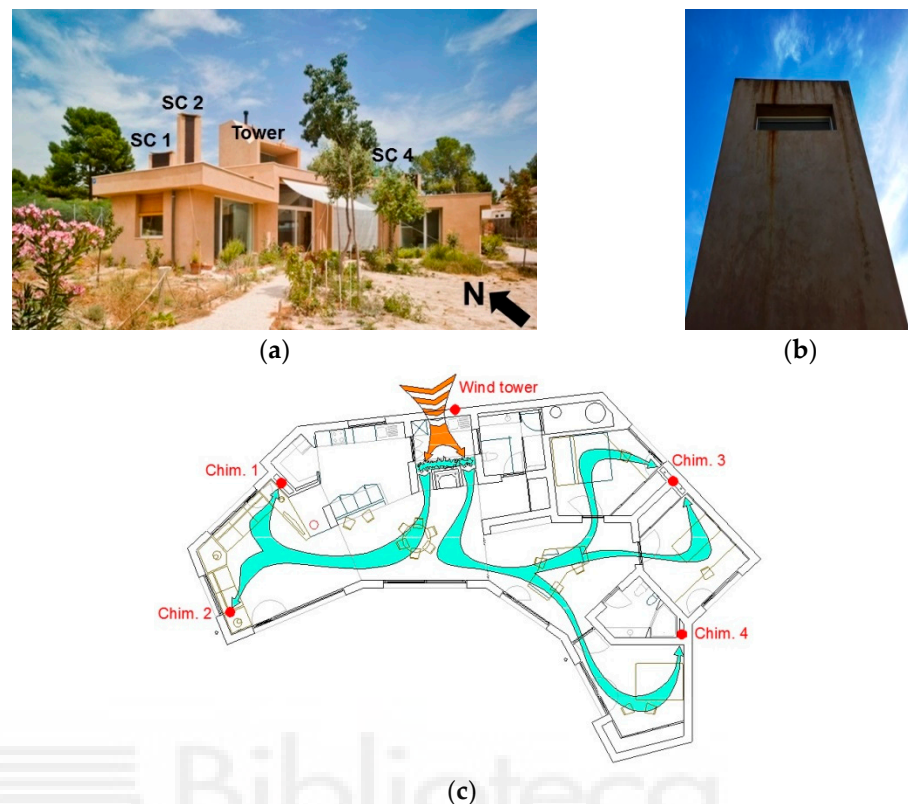


Figure 1. (a) Reference building; (b) Wind tower; (c) Building distribution.

The dwelling exhibited several ventilation modes, which depended on the outdoor conditions and the strategy considered. These ventilation modes were simulated and experimentally validated in a previous study [20]. For this experimental validation, a hot-wire probe (Testo 440) was placed in the centre of the inlet section of each solar chimney to determine the temperature and air velocity. In the living room, the most occupied space, a Testo 480 multi-function instrument was installed to measure indoor air quality (IAQ) parameters and the predicted percentage of dissatisfied (PPD). The PPD index provides a quantitative prediction of the number of people who will be dissatisfied with the level of thermal comfort inside the house. This value was calculated directly according to ISO 7730, by the software integrated into the instrument, as a function of the measured indoor air and radiation temperatures, air velocity and relative humidity. The weather station (PCE-FWS 20N) was placed at the top of the building, and the electrical energy consumption was measured with a Circutor Myebox 1500 analyser. For the calibration test of the couplings, a Testo 420 balometer was used.

The evaporative system considered in the simulation consisted of a grid or mesh made of polyethylene wire with a diameter of 0.7 mm and measurements of 4×4 mm, according to the UNE-62.001 standard. The resulting compactness was $117.2 \text{ m}^2/\text{m}^3$, and it was characterised by good efficiency, low pressure drop and low installation and maintenance costs. The minimum water flow rate for the evaporative pad recommended by the manufacturer was 20 l/min of water per square metre of exposed horizontal (upper) surface of the pad.

In the empirical test presented in [21], a pad with dimensions 492×712 mm was characterised for thicknesses of 80, 160 and 250 mm. A total of 91 tests were conducted for different airflows and water flow rates.

2.2. Model Description

The simulation of the PDEC system driven by solar chimneys was conducted using the building energy model developed from the experimentally validated models presented in [20,21].

The inlet air was led through a direct evaporative pad and introduced into the tower that distributed the cooler air to the different zones of the house, according to the scheme in Figures 2 and 3. The air inside was driven by forces that favoured its movement: wind pressure at the opening, suction at the solar chimneys and lower temperature at the tower that generated a downdraft of air.

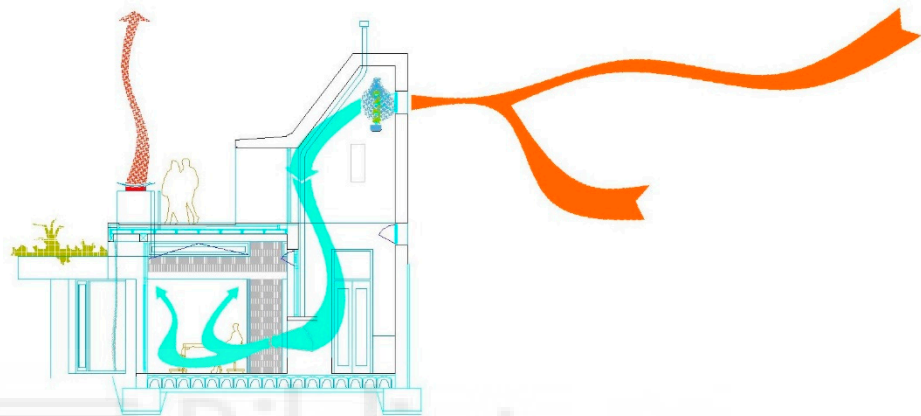


Figure 2. Cooling system (PDEC) proposed.

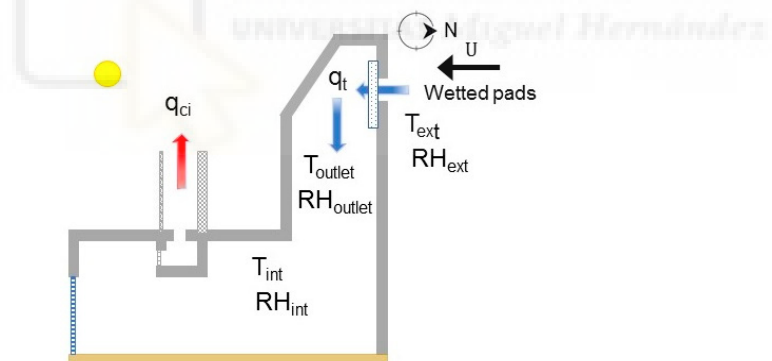


Figure 3. PDEC operating diagram.

The energy model was conducted in TRNSYS (Transient System Simulation Tool) [22] and included the combination of the envelope ventilation flow model developed in EES (Engineering Equation Solver) [23] and the multi-zone thermal model. A solution was obtained for the ventilation flow rates and temperatures for each zone. TRNSYS is a building energy simulation program for dynamic processes that, through its calculation engine, can be connected to other non-linear equation solving tools such as EES through functions called “types”. EES has a large database of thermodynamic functions and variables that allow the development of complex energy models.

The mathematical equations, coefficients and correlations that make up the mathematical model described are presented below.

The movement of air within spaces and through openings is driven by pressure differences, according to Bernoulli’s principle. The Conservation of Mass principle states that the sum of the mass flow rate of air through the building envelope is equal to zero.

The calculation of the flow rate (q_i) at each opening is obtained from Equation (1) from the pressure differential (Δp_i) and the effective area (A_i).

$$q_i = Cd_i \cdot A_i \cdot M_i \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho_E}} \quad (1)$$

where “ M ” is the sign of the pressure differential; $M = +1$ for the flow entering the space, and $M = -1$ for the flow leaving the space.

The pressure differential at the inlet of the downdraft evaporative system and at the outlet of the chimney is represented by the diagram shown in Figure 4 and given by the following expressions, respectively:

$$\Delta p_i = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_i + \rho_I \cdot g \cdot z_i + \frac{1}{2} \cdot \rho_E \cdot U^2 \cdot Cp_i - \Delta p_{eva} \quad (2)$$

$$\Delta p_{ci} = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_{ci} + \rho_I \cdot g \cdot H + \rho_{ci} \cdot g \cdot L \quad (3)$$

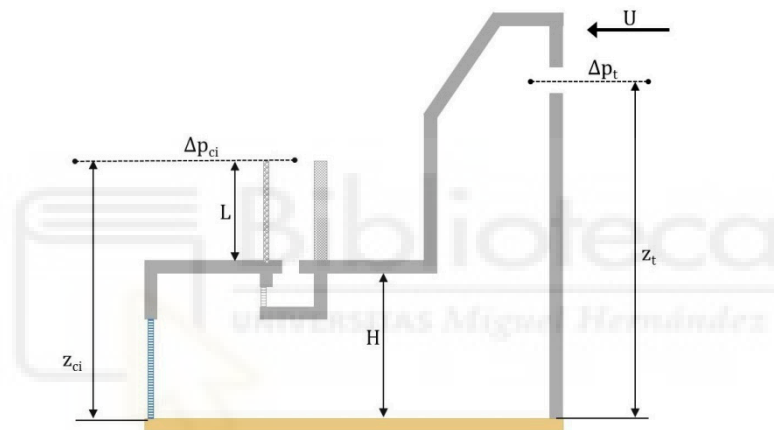


Figure 4. Pressure differentials.

The principle of conservation of mass of the system was defined by the following expression:

$$\sum \rho_i \cdot q_i = 0 \quad (4)$$

The discharge coefficient at the outlet section of the chimney was calculated using Equations (5) and (6), which considered the sections of the chimney which the air passed through: the absorption grid, inlet tube to the cavity and outlet section of the chimney.

$$\frac{1}{A_{ci\ eff}^2} = \frac{1}{(Cd_{ci\ out} \cdot A_{ci\ out})^2} = \sum \frac{1}{(Cd_{ci\ section} \cdot A_{ci\ section})^2} \quad (5)$$

$$Cd_{ci} = \frac{1}{A_{ci\ out} \cdot \sqrt{\sum \frac{1}{(Cd_{ci\ section} \cdot A_{ci\ section})^2}}} = \frac{1}{A_{ci\ out} \cdot \sqrt{\frac{1}{(Cd_{ci\ out} \cdot A_{ci\ out})^2} + \frac{1}{(Cd_{ci\ in} \cdot A_{ci\ in})^2} + \frac{1}{(Cd_{ci\ grid} \cdot A_{ci\ grid})^2}}} \quad (6)$$

$A_{t\ eff} = Cd_t A_t$ is the effective area of the opening, $Cd_{ci\ out}$ and $A_{ci\ out}$ are the discharge coefficient and the area of the chimney at the outlet and $Cd_{ci\ in}$ and $A_{ci\ in}$ at the inlet. $Cd_{ci\ grid}$ and $A_{ci\ grid}$ are the discharge coefficient and the area on the absorption grid, respectively (Figure 5a). The inlet section corresponded to a 160 mm diameter tube. Chimney 1 was composed of two tubes, while the other chimneys had only one tube. Chimney 2 did not have an absorption grid.

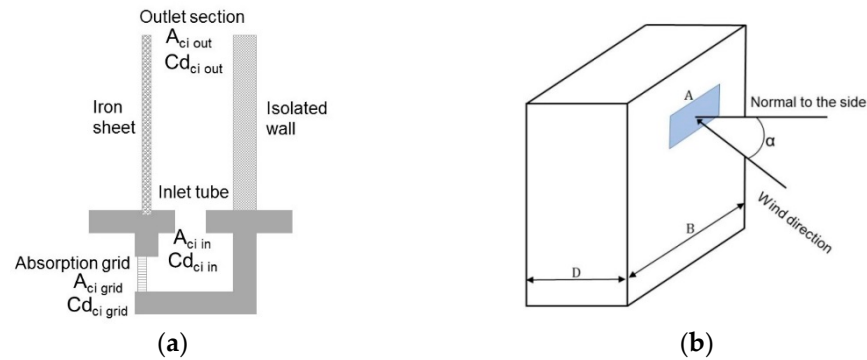


Figure 5. (a) Solar chimney discharge coefficient; (b) Pressure coefficient parameters.

The wind pressure coefficient at the air inlet opening was obtained using the correlation of Muehleisen and Patrizi [24] for a low-rise building:

$$C_{p_i} = \frac{16.12 \times 10^{-1} - 1.78 \times 10^{-1} \cdot G - 1.15 \times 10^{-2} \cdot \alpha + 3.28 \times 10^{-5} \cdot \alpha^2 + 1.67 \times 10^{-3} \cdot G \cdot \alpha}{1 - 3.12 \times 10^{-1} \cdot G - 1.59 \times 10^{-2} \cdot \alpha + 9.82 \times 10^{-5} \cdot \alpha^2 + 2.15 \times 10^{-3} \cdot G \cdot \alpha} \quad (7)$$

where α is the angle between the normal to the side under consideration and the wind direction, $S = D/B$ is the ratio depth to the breadth from the side under consideration and $G = \ln(S)$.

The efficiency of the evaporative cooling system can be expressed according to Equation (8), where T_{eva} is the temperature at the outlet of the evaporative system, T_{wb} the wet bulb temperature and T_E the outside temperature.

$$\eta = \frac{(T_E - T_{eva})}{(T_E - T_{wb})} \quad (8)$$

As presented in [21], the efficiency (η) and pressure drop (Δp_{eva}) in the evaporative pad can be modelled using the empirical correlations below as a function of air velocity and inlet air flow rate (v_t y q_t), pad thickness (l), water recirculation flow rate (q_{rw}) and the introduction of the geometrical non-dimensional parameter (l/l_e):

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_2 \cdot l^m}{v_t^n}\right) \quad (9)$$

$$\Delta p_{eva} = d_2 \cdot \left(\frac{l_e}{l}\right)^{e_2} \cdot \left(1 + f_2 \cdot \frac{q_{rw}}{q_t}\right) \cdot \frac{\rho_E \cdot v_t^2}{2} \quad (10)$$

2.3. TRNSYS Modelling

The mathematical model presented in the previous section was implemented in the EES environment. The output variables of this model (flow rates) were called input variables by the thermal model of the building in TRNSYS, according to the methodology presented in [20], to calculate the indoor temperatures of each zone as output variables. The two models iterated at each time step until they converged to a solution for both variables (flow rates and indoor temperatures).

The energy model developed in TRNSYS, which combined the mathematical model implemented in EES and the multi-zone thermal model, is shown in Figure 6.

The iteration scheme of both models is depicted in Figure 7a. The results of the flow rates calculated by the envelope model developed in ESS were called through function type 66a and introduced into the building thermal model in TRNSYS (type 56) to obtain the temperatures of each zone. These values were returned as inputs to the ventilation envelope model. Figure 7b shows the inputs and outputs of the ventilation and thermal models.

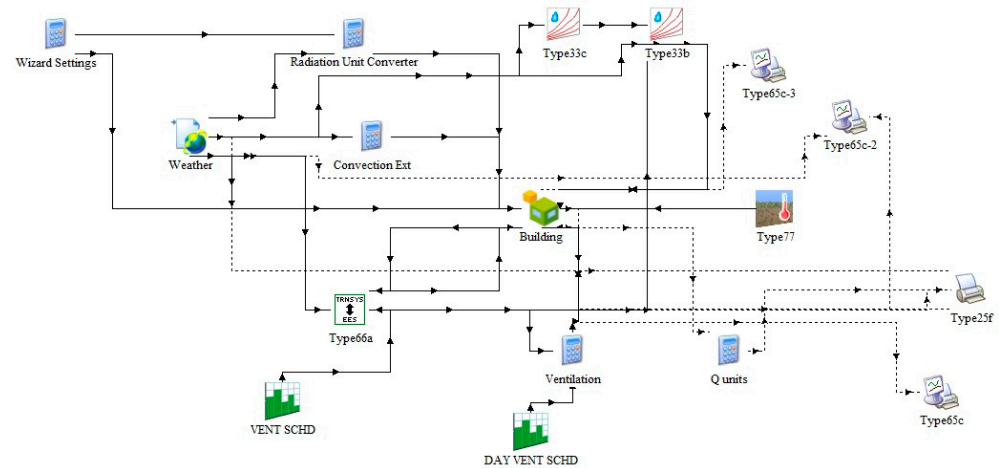


Figure 6. Model simulation in TRNSYS.

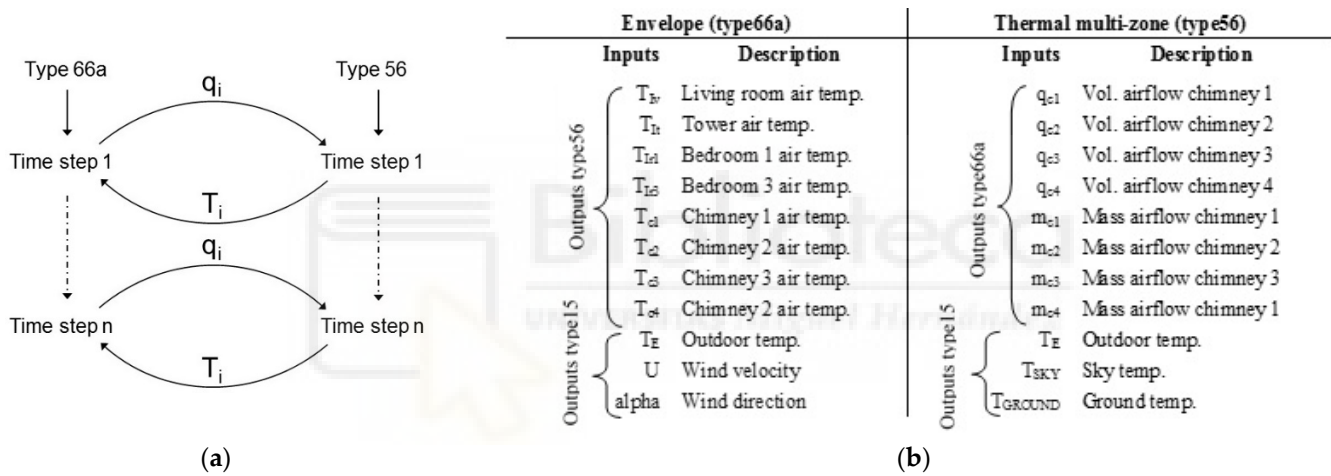


Figure 7. (a) Iteration method; (b) Inputs and outputs.

The evaporative outlet temperature was calculated from the pad efficiency, according to Equation (9). To obtain the outlet relative humidity, the cooling evaporation process was considered isenthalpic. The model was capable of predicting consistent results for indoor temperature and flow rate, provided by the PDEC system at each time base (1 h).

3. Results

The described PDEC system was evaluated in the reference building, using the meteorom [25] climatic database of a typical year for the locations shown in Figure 8 (Alicante, Bilbao, Burgos, Lisbon, Madrid, Malaga and Rome). The simulation was conducted for the period of July and August (1488 h).



Figure 8. Climatic locations.

3.1. Weather Analysis

As can be seen in Figure 9, the evolution of the outdoor temperature during the period analysed showed differences at each site. The predominant difference was 8 °C between the coldest and the hottest climate. This difference was reduced to 4 °C in the second and fourth week of July and the third week of August. In the second week of August, this differential reached 10 °C. The disparity in weather conditions between the different climates resulted in different performances of the PDEC system. The average values of the outdoor conditions for each location in the analysed period are shown in Table 1. The psychrometric diagrams are shown in Figure 10. Five climate types are established according to these parameters:

- Climate 1: hot and dry, $T_E > 25$ °C, $RH < 40\%$ (Madrid);
- Climate 2: hot and moderate humidity, $T_E > 25$ °C, $40\% < RH < 65\%$ (Alicante, Málaga);
- Climate 3: cold and moderate humidity, $T_E < 21$ °C, $40\% < RH < 65\%$ (Burgos);
- Climate 4: cold and wet, $T_E < 21$ °C, $RH > 65\%$ (Bilbao);
- Climate 5: temperate and wet, 21 °C $< T_E < 25$ °C, $RH > 65\%$ (Lisbon, Rome).

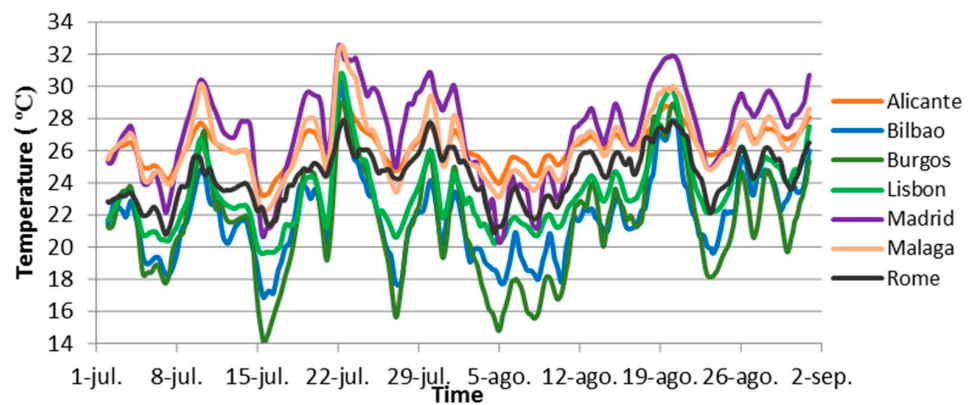


Figure 9. Average daily outdoor temperature.

Table 1. Meteorological data.

Location	T_E (°C)	RH (%)	T_{wb} (°C)	R horiz. W/m^2	U (m/s)	Alpha (°)
Alicante	26	61	17.5	523	2	20
Bilbao	21	69.5	15	350.5	2	270
Burgos	21	53	10	495.5	4	5
Lisbon	22	65	14	505.5	5	345
Madrid	26.5	32.5	8	500.5	2	5
Málaga	26	55	15.5	516	2	70
Rome	23	72.5	17.5	397	3	200

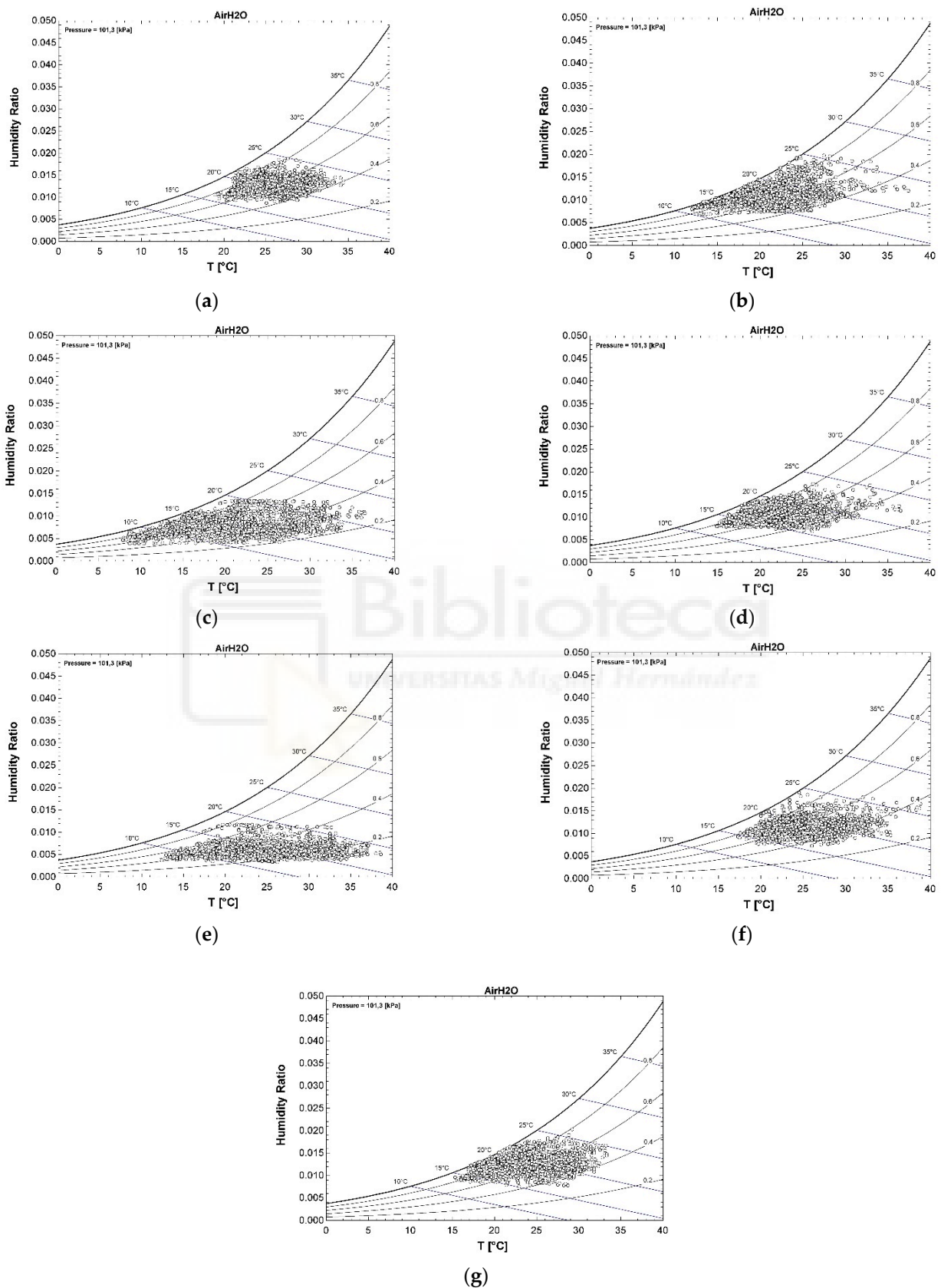


Figure 10. Summer climatic conditions for (a) Alicante (SCV1); (b) Bilbao (SCV2); (c) Burgos (SCV3); (d) Lisbon (SCV4); (e) Madrid (SCV5); (f) Málaga (SCV6); (g) Rome (SCV7).

3.2. Simulation Analysis

The input data and the values resulting from the calibration and parametric fit of the model in TRNSYS were presented in [20]. The results are shown in Table 2.

Table 2. Inputs for airflow envelope model.

Input	Chim 1	Chim 2	Chim 3	Chim 4	Tower
H (m) room height	2.5	2.5	2.5	2.5	-
L (m) chimney height	2	2	2	2	-
z (m) height of opening above ground level	4.5	4.5	4.5	4.5	4.65
A_{out} (m ²) outlet area	0.323	0.056	0.296	0.22	0.95
A_{in} (m ²) inlet area	0.040	0.020	0.020	0.020	-
A_{grid} (m ²) grid area	0.057	-	0.057	0.057	-
Cd_{out} outlet discharged coefficient	0.6	0.6	0.6	0.6	0.4
Cd_{in} inlet discharged coefficient	0.4	0.8	0.4	0.4	-
Cd_{grid} grid discharged coefficient	0.5	-	0.5	0.5	-

For the simulated evaporative model, the following input values were used: $l = 0.25$ m, $le = 1/\xi$ for $\xi = 117.2$ m²/m³, $A_s = A_t = 0.95$ m², $q_{rw} = WF/A_s/1000 \times 60$ m³/h for $WF = 20$ l/min \times m².

The constant terms of the simulated plastic mesh pad for the thickness of 250 mm were presented in [21]. The following values were obtained: $d_2 = 4.5715$, $e_2 = -0.0210$, $f_2 = 4573.5195$, $\beta_2 = 1.6951$, $m = 0.1926$, $n = 0.1198$.

The simulation results are shown in Figure 11 and Table 3.

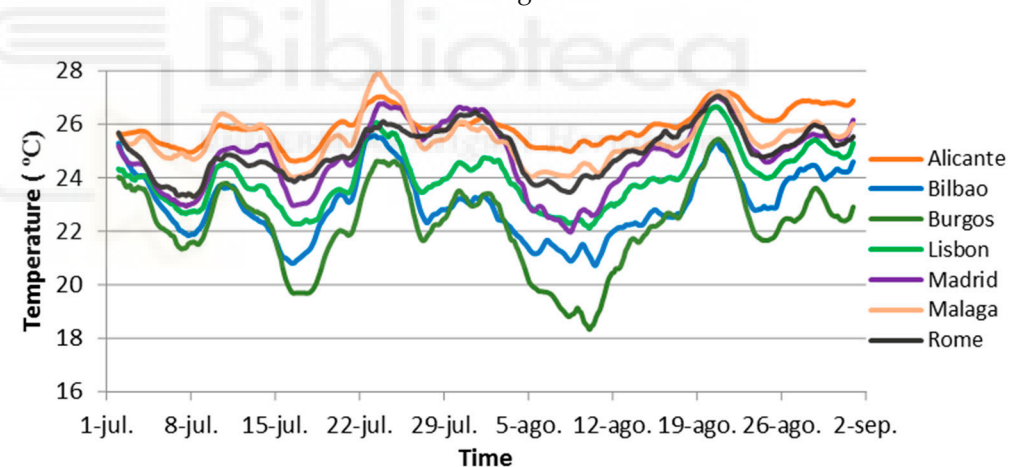


Figure 11. Average daily indoor temperature.

Table 3. Simulation results.

Location	Q_v (kWh)	Airflow (m ³)	T_I max (°C)	T_I min (°C)	T_E max (°C)	T_E min (°C)	ΔT_I (°C)	ΔT_E (°C)
Alicante	412	775,879	28.4	23.9	34.7	19	4.48	15.8
Bilbao	398	707,544	26.6	19.9	35.8	12.5	6.68	23.3
Burgos	511	658,588	26.7	16.9	36.7	7.25	9.88	29.5
Lisbon	398	684,262	27.9	20.7	37.15	15.5	7.15	21.7
Madrid	609	768,861	28.3	21.1	38.3	14.55	7.29	23.8
Málaga	429	742,782	28.8	23.2	38.7	17.55	5.62	21.1
Rome	416	712,429	28.2	22.5	33.3	15.35	5.74	18

3.3. Index Analysis

To evaluate the performance of the PDEC system, three reference indexes were proposed. Cooling energy potential, CEP , was the cooling energy (Q_v) per ventilated air volume (q_{tot}) in Wh/m³, temperature cooling potential, TCP , was the ratio between the

outdoor and indoor temperature oscillation and ventilation cooling potential, VCP , was the ratio between the comfort hours (h_{comf}) and the total number of hours (h_{tot}). The indoor comfort condition was set for a temperature below 26 °C.

$$CEP = \frac{Qv}{q_{tot}} \quad (11)$$

$$TCP = \frac{\Delta T_E}{\Delta T_I} \quad (12)$$

$$VCP = \frac{h_{comf}}{h_{tot}} \quad (13)$$

The CEP index indicated the cooling energy potential that the system was capable of providing in a specific climate; a higher value meant higher system performance. A low TCP value meant higher indoor temperature oscillation compared to the outdoor temperature oscillation. The VCP measured the percentage of comfort hours, with respect to the total hours.

The results of these indexes for each location are shown in Table 4.

Table 4. Index results.

Location	CEP (Wh/m ³)	TCP	VCP
Alicante	0.53	3.52	0.55
Bilbao	0.56	3.49	0.98
Burgos	0.78	2.98	0.99
Lisbon	0.58	3.03	0.94
Madrid	0.79	3.26	0.78
Málaga	0.58	3.75	0.72
Rome	0.58	3.13	0.80

4. Discussion

The highest ventilation flow corresponded to Alicante (hot climate with moderate humidity, $T_E > 25$ °C, $40\% < RH < 65\%$), which presented the highest horizontal solar radiation, with 523 W/m², and a cooling energy provided by ventilation (Q_v) of 412 kWh for the studied period. In the case of Madrid (hot and dry climate, $T_E > 25$ °C, $RH < 40\%$), the flow rate was slightly lower, but the system was capable of providing the highest ventilation cooling energy, up to 609 kWh. Burgos (cold climate with moderate humidity, $T_E < 21$ °C, $40\% < RH < 65\%$) presented the lowest airflow but on the other hand, a high Q_v . The highest ratio of cooling energy per ventilated volume was found in Madrid and Burgos, with 0.79 and 0.78 Wh/m³, respectively. Alicante had the lowest value, with 0.53 Wh/m³; although it had the highest ventilation flow rate, the evaporative system presented the lowest performance. The maximum hourly cooling energy demand obtained in the experimental validation of the reference building was 2.78 kW. To cover this peak demand, a Toshiba air conditioner model RAS-13 with a nominal capacity of 3.1 kW and an indoor unit flow rate of 550 m³/h was selected to provide a cooling energy per air volume of 5.63 Wh/m³. This result could be compared with the maximum value of 0.79 Wh/m³ obtained for Madrid ($T_E > 25$ °C, $RH < 40\%$), which accounted for 14% of this value.

The cooling temperature potential (TCP) predicted the cooling capacity of the building with respect to outdoor temperature oscillations. Burgos had the lowest value of 2.98, slightly lower than Lisbon and Rome (temperate and wet climate, 21 °C $< T_E < 25$ °C, $RH > 65\%$). This indicated a higher indoor temperature oscillation (with high temperature drops) compared to the outdoor temperature oscillation. In the interpretation of this index, a low value implied oscillating indoor temperatures, while a high value implied more damped indoor temperatures.

The highest VCP value was obtained for Burgos ($T_E < 21\text{ }^\circ\text{C}$, $40\% < \text{RH} < 65\%$), with 99% comfort hours, followed by Bilbao ($T_E < 21\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{RH} > 65\%$) and Lisbon ($21\text{ }^\circ\text{C} < T_E < 25\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{RH} > 65\%$), with 98% and 94%, respectively.

Analysing these three indexes in all the proposed climates, Burgos was the location where the system had the highest performance, with a high CEP value of 0.79 Wh/m^3 , a low TCP value of 2.98 and a VCP close to the unit. Lisbon had a low CEP, although a high indoor temperature oscillation was obtained, reaching a minimum of $20.7\text{ }^\circ\text{C}$, as a consequence of the low temperatures during the night and a high indoor comfort ratio. Alicante, however, had the lowest performance for all the evaluated indexes. In the case of Bilbao, the evaporative system presented a high comfort ratio, although the values of CEP and TCP did not indicate high performance of the system. This was due to the fact that the average daily outdoor temperature was low and therefore, the ventilation was able to provide a large number of hours of comfort, although the performance of the evaporative system was low. In the case of Burgos and Bilbao, it would be appropriate to consider a natural ventilation system alone. As can be seen in Figure 4 above, Madrid had the highest outdoor temperatures and also a low TCP. The evaporative system had high performance, even though the comfort hours were limited in periods with high outdoor temperatures.

To analyse the effect that wind had on the total flow rate provided by the evaporative system, the cases of Burgos ($U = 4\text{ m/s}$, $\alpha = 5^\circ$) and Madrid ($U = 2\text{ m/s}$, $\alpha = 5^\circ$) were compared. The wind speed in Burgos was twice as high as in Madrid; however, the air flow supplied by the evaporative system was higher in Madrid ($768,861\text{ m}^3$ versus $658,588\text{ m}^3$). This result was due to the lower humidity of the climate in Madrid (32.5%) compared to Burgos (53%), which resulted in a higher temperature difference. Hence, there was a stronger influence of the temperature and humidity of the local climate, with respect to the wind speed, on the flow provided by the PDEC system. Table 5 provides a classification of each climate according to the indexes analysed for the following proposed parameters: outdoor temperature, performance, comfort and applicability.

Table 5. Climate results.

Zone	Outdoor Temp.	Performance	Comfort	Applicability
Climate 1 (Madrid)	High	High	Medium	High
Climate 2 (Alicante, Málaga)	High	Medium	Medium-low	Medium
Climate 3 (Burgos)	Low	High	High	Low
Climate 4 (Bilbao)	Low	Medium	High	Low
Climate 5 (Lisbon, Rome)	Medium	Medium	Medium-high	Medium

The quality of the evaporative system to be applied in a specific climate (applicability) was determined by the qualitative evaluation of these parameters from the values of the indexes (CEP, TCP, VCP). The qualitative level of the parameter of outdoor temperature was established by the classification of the type of climate, as described in Section 3.1, where a cold climate corresponded to a low parameter, and a temperate and a hot climate corresponded to a medium and a high parameter, respectively. Regarding the level of the performance parameter, it was set from the value of the CEP index: high for $\text{CEP} > 0.7\text{ Wh/m}^3$, medium for $0.5 < \text{CEP} < 0.7\text{ Wh/m}^3$ and low for $\text{CEP} < 0.5\text{ Wh/m}^3$. High comfort would correspond to a CEP value close to 1 and low comfort to a value close to 0.5.

By analysing the proposed indexes together, it was possible to evaluate and make decisions on the incorporation of PDEC systems, combined with natural ventilation solutions, in the refrigeration of residential buildings. Although the VCP index predicted the hours that the evaporative system was capable of providing comfort, the analysis of the other two indexes gave additional information on the performance of the PDEC system in a specific climate and building.

The applicability defined above was classified according to the level of the parameters of outdoor temperature, performance and comfort. The more these parameters increased

from low to high, the higher the applicability. The outdoor temperature parameter was the most decisive parameter for determining the level of applicability, as can be seen in Table 5.

In the case of climate 1, the applicability was high because the outdoor temperature and performance parameter was high and the comfort parameter was medium. Climate 2, on the other hand, also had a medium outdoor temperature parameter, but the other two parameters were medium-low, which resulted in medium applicability. Climates 3 and 4 had a low outdoor temperature level; therefore, as discussed above, a ventilation strategy could be applied without the need for an evaporative system. Climate 5 presented medium parameters and hence, its applicability was medium.

5. Conclusions

The objective of this study was to evaluate the performance of an evaporative PDEC system, assisted by solar chimneys in five locations in Spain and two locations in Italy and Portugal, analysing three proposed indexes. A full-scale building energy model, developed in TRNSYS from the experimental models presented in [20,21], was used.

It was derived from [20] that the combination of thermal and airflow models using EES and TRNSYS was suitable for predicting the ventilation flow rates and indoor temperatures generated by a PDEC system. In this simulation study, the influence of the building geometry on the airflow field was addressed, using the correlation of Equation (7) [24]. The locations analysed were classified into 5 different climate types. The simulated system produced specific results for the indoor conditions in each case.

The cooling energy potential (CEP) ranged between 0.53 Wh/m³ and 0.79 Wh/m³ for Alicante (climate 2) and Madrid (climate 1), respectively. The highest performance and applicability was obtained for Madrid (climate 1), where a value for the ventilation cooling potential (VCP) of 78% was obtained. Burgos (climate 3) and Bilbao (climate 4) presented VCP values of 99% and 98% respectively, although the applicability of the evaporative system was low. In both cases, due to the low outdoor temperature, a natural ventilation strategy, with intermittent supply of the evaporative system, would be appropriate. Malaga presented good results, with oscillating outdoor temperatures, damped indoor temperatures and a comfort ratio of 72%.

The study shows the importance of outdoor temperature and humidity conditions on the performance and applicability of evaporative systems beyond the ventilation flow rates provided by the system and the influence of wind. In addition, the flow rate provided by the cooling system was also influenced to a large extent by the flow rate extracted at the solar chimneys.

A PDEC system, assisted by solar chimneys, can provide interesting energy savings in fulfilment of the objectives set by the EU. The regulations do not establish a recommendation or obligation for the use of these systems in certain climates. The study undertaken presents certain criteria for evaluating an evaporative system in a specific climate in order to analyse its performance and applicability in the project phase.

An experimental study of the direct evaporative pad combined with the natural ventilation of the reference building could be studied in future projects.

Author Contributions: Conceptualization, Methodology, Software, Validation, Formal Analysis, Investigation, Resources, Writing—Original Draft, Writing—Review & Editing, Visualization, A.S.; Validation, Investigation, Resources, Supervision, Writing—Review & Editing, P.M.; Supervision, Writing—Review & Editing, V.M.S.; Conceptualization, Methodology, Validation, Formal Analysis, Writing—Review & Editing, Investigation, Resources, Supervision, P.J.M. All authors have read and agreed to the submitted version of the manuscript.

Funding: This research was funded by FEDER/Ministerio de Ciencia e Innovación Agencia Estatal de Investigación through Spanish research projects ENE2017-83729-C3-1-R and ENE2017-83729-C3-3-R, supported by FEDER funds.

Institutional Review Board Statement: Not applicable.

Informed Consent Statement: Not applicable.

Data Availability Statement: All data are specified in the article.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Nomenclature

A	area (m ²)
A _s	total exposed surface area of the pad module (m ²)
B	building breadth (m)
C _d	discharge coefficient
C _p	pressure coefficient
CEP	cooling energy potential (kWh/m ³)
D	building depth (m)
g	gravitational force per unit mass (m/s ²)
h _{comf}	hours in comfort (h)
h _{tot}	total hours (h)
H	room height (m)
HVAC	heating, ventilation and air conditioning
l	thickness of the evaporative pad (m)
l _e	characteristic dimension of the pad module, $l_e = 1/\xi$ (m)
L	chimney height (m)
M	sign flow direction
q	air flow rate (m ³ /s)
Q _v	ventilation cooling energy (kWh)
q _{rw}	volumetric flow rate of recirculated water (m ³ /s)
S	building depth to breadth side ratio
T	temperature (°C)
TCP	temperature cooling potential
U	wind speed (m/s)
v	air velocity (m/s)
VCP	ventilation cooling potential
WF	water flow rate per exposed pad surface area (l/min m ²)
z	height of opening above ground level (m)

Greek Symbols

α	wind angle from normal to side (°)
Δp	pressure difference (Pa)
$\Delta \rho_0$	air density difference at ground level (kg/m ³)
ΔT	temperature difference (K)
ξ	compactness of the evaporative pad (m ² /m ³)
η	saturation efficiency
ρ	air density (kg/m ³)

Subscripts

c	chimney
eff	effective
eva	evaporative
E	outdoor
grid	grid
in	inlet
I	indoor
out	outlet
t	window tower
wb	wet bulb

References

1. Monghasemi, N.; Vadiiee, A. A review of solar chimney integrated systems for space heating and cooling application. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2017**, *81*, 2714–2730. [[CrossRef](#)]
2. Saleem, A.A.; Bady, M.; Ookawara, S.; Abdel-Rahman, A.K. Achieving standard natural ventilation rate of dwellings in a hot-arid climate using solar chimney. *Energy Build.* **2016**, *133*, 360–370. [[CrossRef](#)]
3. Kang, D.; Strand, R.K. Analysis of the system response of a spray passive downdraft evaporative cooling system. *Build. Environ.* **2019**, *157*, 101–111. [[CrossRef](#)]
4. Cuce, P.M.; Riffat, S. A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2016**, *54*, 1240–1249. [[CrossRef](#)]
5. Ahmed, T.; Kumar, P.; Mottet, L. Natural ventilation in warm climates: The challenges of thermal comfort, heatwave resilience and indoor air quality. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2021**, *138*, 110669. [[CrossRef](#)]
6. Rong, L.; Pedersen, P.; Jensen, T.L.; Morsing, S.; Zhang, G. Dynamic performance of an evaporative cooling pad investigated in a wind tunnel for application in hot and arid climate. *Biosyst. Eng.* **2017**, *156*, 173–182. [[CrossRef](#)]
7. Kovačević, I.; Sourbron, M. The numerical model for direct evaporative cooler. *Appl. Therm. Eng.* **2017**, *113*, 8–19. [[CrossRef](#)]
8. Sohani, A.; Sayyaadi, H. Design and retrofit optimization of the cellulose evaporative cooling pad systems at diverse climatic conditions. *Appl. Therm. Eng.* **2017**, *123*, 1396–1418. [[CrossRef](#)]
9. Nada, S.A.; Fouda, A.; Mahmoud, M.A.; Elattar, H.F. Experimental investigation of energy and exergy performance of a direct evaporative cooler using a new pad type. *Energy Build.* **2019**, *203*. [[CrossRef](#)]
10. Dođramacı, P.A.; Aydın, D. Comparative experimental investigation of novel organic materials for direct evaporative cooling applications in hot-dry climate. *J. Build. Eng.* **2020**, *30*. [[CrossRef](#)]
11. Laknizi, A.; Mahdaoui, M.; Abdellah, A.B.; Anoune, K.; Bakhouya, M.; Ezbakhe, H. Performance analysis and optimal parameters of a direct evaporative pad cooling system under the climate conditions of Morocco. *Case Stud. Therm. Eng.* **2019**, *13*, 100362. [[CrossRef](#)]
12. Naderi, E.; Sajadi, B.; Naderi, E.; Bakhti, B. Simulation-based performance analysis of residential direct evaporative coolers in four climate regions of Iran. *J. Build. Eng.* **2020**, *32*, 101514. [[CrossRef](#)]
13. Yang, Y.; Cui, G.; Lan, C.Q. Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling—A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2019**, *113*, 109230. [[CrossRef](#)]
14. Yan, M.; He, S.; Li, N.; Huang, X.; Gao, M.; Xu, M.; Miao, J.; Lu, Y.; Hooman, K.; Che, J.; et al. Experimental investigation on a novel arrangement of wet medium for evaporative cooling of air. *Int. J. Refrig.* **2021**, *124*, 64–74. [[CrossRef](#)]
15. Aparicio-Ruiz, P.; Schiano-Phan, R.; Salmerón-Lissén, J.M. Climatic applicability of downdraught evaporative cooling in the United States of America. *Build. Environ.* **2018**, *136*, 162–176. [[CrossRef](#)]
16. Campaniço, H.; Soares, P.M.M.; Hollmuller, P.; Cardoso, R.M. Climatic cooling potential and building cooling demand savings: High resolution spatiotemporal analysis of direct ventilation and evaporative cooling for the Iberian Peninsula. *Renew. Energy* **2016**, *85*, 766–776. [[CrossRef](#)]
17. Campaniço, H.; Soares, P.M.M.; Cardoso, R.M.; Hollmuller, P. Impact of climate change on building cooling potential of direct ventilation and evaporative cooling: A high resolution view for the Iberian Peninsula. *Energy Build.* **2019**, *192*, 31–44. [[CrossRef](#)]
18. Kang, D.; Strand, R.K. Significance of parameters affecting the performance of a passive down-draft evaporative cooling (PDEC) tower with a spray system. *Appl. Energy* **2016**, *178*, 269–280. [[CrossRef](#)]
19. Kang, D.; Strand, R.K. Modeling of simultaneous heat and mass transfer within passive down-draft evaporative cooling (PDEC) towers with spray in FLUENT. *Energy Build.* **2013**. [[CrossRef](#)]
20. Soto, A.; Martínez, P.J.; Martínez, P.; Tudela, J.A. Simulation and experimental study of residential building with north side wind tower assisted by solar chimneys. *J. Build. Eng.* **2021**, *43*, 102562. [[CrossRef](#)]
21. Martínez, P.; Ruiz, J.; Martínez, P.J.; Kaiser, A.S.; Lucas, M. Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications. *Appl. Therm. Eng.* **2018**, *138*, 675–685. [[CrossRef](#)]
22. Aschaber, J.; Hiller, M.; Weber, R. Trnsys17: New features of the multizone building model. In Proceedings of the IBPSA 2009-International Building Performance Simulation Association Conference, Glasgow, Scotland, 27–30 July 2009.
23. Klein, S.; Nellis, G. *Engineering Equation Solver (EES) for Microsoft Windows Operating Systems, Professional Versions*; F-Chart Software: Madison, WI, USA, 2014.
24. Muehleisen, R.T.; Patrizi, S. A new parametric equation for the wind pressure coefficient for low-rise buildings. *Energy Build.* **2013**, *57*, 245–249. [[CrossRef](#)]
25. Meteonorm. Meteonorm-Global Meteorological Database. 2012. Available online: <http://meteonorm.com/> (accessed on 26 March 2021).