

Proyecto Fin de Máster

Máster en Sistemas de Energía Térmica

Diseño innovador de chimenea solar para edificios: modelado y optimización

Autora: Teresa Rocío Palomo Amores

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

Turora: María del Carmen Guerrero Delgado

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

Sevilla, 2021



Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería de Telecomunicación

Diseño innovador de chimenea solar para edificios: modelado y optimización

Autora:

Teresa Rocío Palomo Amores

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

Tutora: María del Carmen Guerrero Delgado

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

Sevilla, 2021

Agradecimientos

Agradecer en primer lugar a mi tutor, Servando Álvarez Domínguez, la confianza depositada en mí para la realización de este proyecto. A José Sánchez Ramos y a M^a Carmen Guerrero Delgado, por su paciencia y dedicación.

A mis padres.

A mis hermanos.

A Jesús.

A todos por apoyarme **siempre**.

Teresa Rocío Palomo Amores

Sevilla, 2021

Resumen

Conseguir los objetivos definidos por la Unión Europea en el horizonte 2030-250 y frenar los efectos del cambio climático, hacen esencial el empleo de técnicas de ahorro y eficiencia energética en todos los sectores económicos. El sector de la edificación comprende una gran parte del consumo mundial. Reducir la demanda energética de los edificios a través de técnicas pasivas que consigan aprovechar el potencial térmico del exterior, se convierte en la piedra angular de los movimientos actuales relacionados con el ahorro y la eficiencia energética. Unido a todo esto, se presenta la crisis sanitaria actual provocada por el COVID-19, donde se ha puesto de manifiesto, más si cabe, la importancia de la calidad del aire en espacios interiores donde los habitantes de todo el mundo pasan la mayor parte de su tiempo. Así, el objetivo principal de este documento será el diseño y modelización de una técnica de ventilación pasiva consistente en una chimenea solar con capacidad de almacenamiento térmico durante el día y sistema de ventilación natural nocturna. Se optimiza la captación solar mediante el aumento del área de intercambio a través de la inclusión de aletas permitiendo aumentar el tiro generado en la chimenea.

El documento incluye una primera parte de introducción, incluyendo el contexto actual, revisión de las estrategias de confort para interiores y se realiza una revisión de la literatura sobre chimenea solar. Se presenta el principio de funcionamiento general para las chimeneas solares, así como el diseño de la chimenea propuesta. Se presenta el modelo térmico en detalle, así como los resultados del análisis de sensibilidad para maximizar la componente solar y el estudio paramétrico para conocer la influencia de las distintas variables. Finalmente, se muestra el prototipo diseñado siguiendo el modelo térmico definido.

Abstract

Achieving the objectives defined by the European Union in the 2030-250 horizon and curbing the effects of climate change make the use of energy-saving and efficiency techniques essential in all economic sectors. The building sector comprises a large part of world consumption. Reducing the energy demand of buildings through passive techniques that manage to take advantage of the thermal potential of the exterior, becomes the cornerstone of current movements related to energy saving and efficiency. Together with all this, the current health crisis caused by COVID-19 is presented, where it has become evident, even more, if possible, the importance of air quality in indoor spaces where the inhabitants of the whole world spend most of it of his time. Thus, the main objective of this document will be the design and modeling of a passive ventilation technique consisting of a solar chimney with thermal storage capacity during the day and a natural ventilation system at night. Solar capture is optimized by increasing the exchange area through the inclusion of fins, allowing the draft generated in the chimney to be increased.

The document includes the first part of the introduction, including the current context, a review of the comfort strategies for interiors, and a review of the literature on solar chimneys. The general operating principle for solar fireplaces is presented, as well as the proposed chimney design. The thermal model is presented in detail, as well as the results of the sensitivity analysis to maximize the solar component and the parametric study to know the influence of the different variables. Finally, the prototype designed following the defined thermal model is shown.

Índice

Agradecimientos	v
Resumen	vii
Abstract	ix
Índice	xi
Índice de Tablas	xiii
Índice de Figuras	xv
1 Introducción	19
1.1 Contexto	19
1.2 Estrategias de confort en interiores	24
1.3 La importancia de la ventilación	28
1.3.1 Ventilación natural	30
1.4 Chimenea solar	34
2 La chimenea solar	40
2.1 Principio de funcionamiento	40
2.1.1 Modelización de la transferencia de calor	41
2.2 Diseño de la chimenea propuesta	44
3 Modelo térmico	46
3.1 Modelo permanente	46
3.1.1 Geometría empleada	47
3.1.2 Propiedades del aire	48
3.1.3 Cálculo de la velocidad y tiro generado	48
3.2 Estudio térmico en régimen nocturno	53
3.3 Análisis de sensibilidad para el número de lamas	55
3.4 Modelo cuasidinámico integrado día-noche	59
3.4.1 Día de diseño	59
3.4.2 Modelo nocturno	59
3.5 Influencia de la altura en la temperatura de salida	60
4 Estudio paramétrico	62
4.1 Influencia de la discretización en las variables de diseño. Primeros pasos	62
4.2 Influencia de la discretización en detalle	63
4.2.1 Escenario 1	64
4.2.2 Escenario 2	66
4.2.3 Escenario 3	67
5 Prototipo diseñado	69
6 Conclusiones	71
Referencias	73
ANEXOS	77
Resultados de la influencia de la discretización	77
Resultados de los diferentes escenarios del estudio paramétrico	80
Escenario 1.2	80
Escenario 2	81
Escenario 3	83

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Estrategias para la reducción de demanda de calefacción [15]	25
Tabla 2. Estrategias para la reducción de demanda de refrigeración [15]	26
Tabla 3. Revisión de la literatura [Elaboración propia]	38
Tabla 4. Valores del coeficiente de pérdida [Elaboración propia]	50
Tabla 5. Resultados estudio velocidad [Elaboración propia]	53
Tabla 6. Datos de entrada para el modelo en régimen nocturno [Elaboración propia]	55
Tabla 7. Datos de salida para el modelo en régimen nocturno [Elaboración propia]	55
Tabla 8. Resultados primer análisis de sensibilidad [Elaboración propia]	57
Tabla 9. Resultados segundo análisis de sensibilidad [Elaboración propia]	58
Tabla 10. Intervalo de valores para los 4 escenarios del estudio paramétrico	68
Tabla 11. Variación de las variables de diseño. Caso 1.	77
Tabla 12. Variación de las variables de diseño. Caso 2	77
Tabla 13. Variación de las variables de diseño. Caso 3.1	77
Tabla 14. Variación de las variables de diseño. Caso 3.2	78
Tabla 15. Variación de las variables de diseño. Caso 3.3	78
Tabla 16. Variación de las variables de diseño. Caso 3.4	78
Tabla 17. Variación de las variables de diseño. Caso 3.5	78
Tabla 18. Variación de las variables de diseño. Caso 4.1	79
Tabla 19. Variación de las variables de diseño. Caso 4.2	79
Tabla 20. Variación de las variables de diseño. Caso 4.3	79
Tabla 21. Variación de las variables de diseño. Caso 4.4	80
Tabla 22. Variación de las variables de diseño. Caso 4.5	80

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Emisiones totales de CO ₂ mundiales [1]	19
Figura 2. Consumo de energía total mundial por sectores [1]	20
Figura 3. Demanda de energía primaria y emisiones de CO ₂ por escenario [1]	20
Figura 4. Diagrama del paquete de medidas “Energía limpia para todos los europeos” [3]	21
Figura 5. Aumento de la temperatura superficial media global en los escenarios WEO-2021, 2000-2100 [7]	22
Figura 6. Dependencias del confort térmico [11]	24
Figura 7. Estrategias de diseño en edificios	26
Figura 8. Estimación de la refrigeración necesaria en Europa (kWh/m ² ·año) [14]	27
Figura 9. Potencial bruto de enfriamiento [14]	28
Figura 10. Movimiento de aire por diferencia de presiones [15]	30
Figura 11. Flujo de aire en abertura única [25]	31
Figura 12. Flujo de aire en aberturas opuestas similares [25]	31
Figura 13. Flujo de aire en aberturas opuestas de relación 1:2 [25]	32
Figura 14. Flujo de aire en aberturas opuestas de relación 2:1 [25]	32
Figura 15. Flujo de aire con entrada media y salida variable [25]	33
Figura 16. Flujo de aire con entrada variable y salida media [25]	33
Figura 17. Estadísticas metodología empleada [Elaboración propia]	39
Figura 18. Modelo general de chimenea solar [Elaboración propia]	39
Figura 19. Modelo físico general de la chimenea solar [50]	40
Figura 20. Convección en la chimenea solar [62]	41
Figura 21. Definición régimen laminar y turbulento	43
Figura 22. Modelo chimenea solar propuesta [Elaboración propia]	44
Figura 23. Guía de actuación [Elaboración propia]	45
Figura 24. Geometría de la chimenea propuesta [Elaboración propia]	47
Figura 25. Diagrama de Moody	51
Figura 26. Casos estudiados para establecer la velocidad [Elaboración propia]	52
Figura 27. Dimensiones de las lamas [Elaboración propia]	56
Figura 28. Primer estudio de sensibilidad [Elaboración propia]	56
Figura 29. Temperatura exterior para el día de diseño	59
Figura 30. Evolución de la temperatura de salida del aire [Elaboración propia]	60
Figura 31. Variación de la temperatura de salida en función de la altura de la chimenea [Elaboración propia]	61
Figura 32. Variación del caudal en el escenario 1.1	64

Figura 33. Variación del tiro en el escenario 1.1	64
Figura 34. Variación de las temperaturas en el escenario 1.1	65
Figura 35. Variación del tiro en el escenario 1.2	65
Figura 36. Variación del tiro en el Escenario 2	66
Figura 37 Variación del tiro en el Escenario 3	67
Figura 38. Variación del caudal y tiro generado con el tiempo	68
Figura 39. Esquema de fabricación de chimenea solar	69
Figura 40. Vista en corte b-b	70
Figura 41. Vista lateral	70
Figura 42. Variación del caudal en el Escenario 1.2	80
Figura 43. Variación de la temperatura de salida del aire en el Escenario 1.2	81
Figura 44. Variación de la temperatura final del hormigón en el Escenario 1.2	81
Figura 45. Variación del caudal en el Escenario 2	81
Figura 46. Variación del coeficiente de película en el Escenario 2	82
Figura 47. Variación de la temperatura de salida del aire en el Escenario 2	82
Figura 48. Variación de la temperatura final del hormigón en el Escenario 2	82
Figura 49. Variación del coeficiente de película en el Escenario 3	83
Figura 50. Variación de la temperatura salida aire en el Escenario 3	83
Figura 51. Variación de la temperatura final del hormigón en el Escenario 3	83

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Contexto

Desde comienzos de la Primera Revolución Industrial el mercado energético comenzó su evolución hacia el consumo de nuevas fuentes como el petróleo o el carbón, liderado por el segundo hasta el comienzo del S.XX. Desde la década de los noventa hasta la actualidad el abastecimiento de energía se ve suplido en su mayoría por el carbón, petróleo y gas natural. Actualmente, con el objetivo de lentificar los efectos del cambio climático, se buscan soluciones energéticas que hagan posible una progresiva descarbonización. Las economías modernas dependen casi en su totalidad de un suministro de electricidad confiable y asequible, sin embargo, la necesidad de abordar el cambio climático está impulsando hacia una transformación de los sistemas de energía. La concentración de gases de efecto invernadero permanece en constante crecimiento desde el siglo XIX, sufriendo un aumento de más del 50% como consecuencia de la intervención humana. Las emisiones totales de CO₂ en todo el mundo han aumentado en más de un 60% desde 1990, pasando de 20511.1 Mt en 1990 a 33621.5 Mt en 2019 (Figura 1).

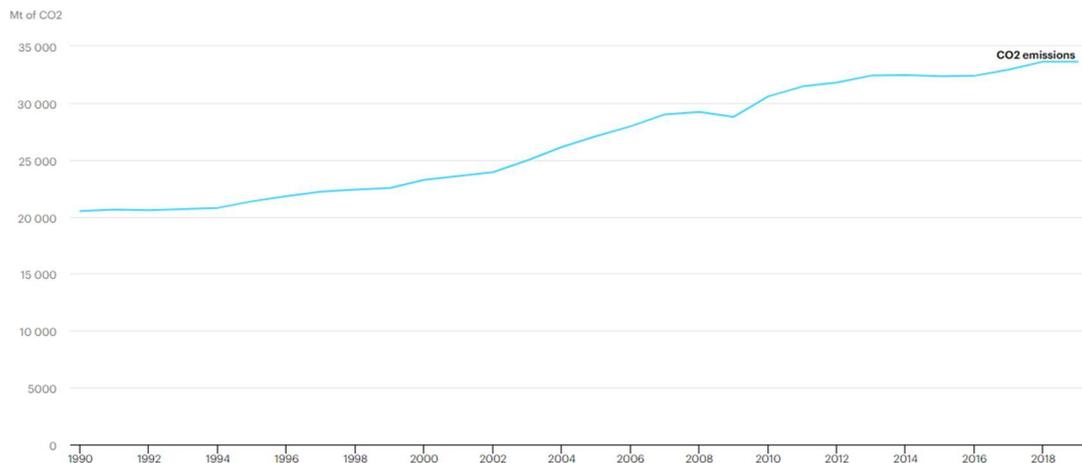


Figura 1. Emisiones totales de CO₂ mundiales [1]

El camino hacia la descarbonización llevará un largo periodo de tiempo, como indica la Agencia Internacional de la Energía, debido a la gran dependencia del mercado actual sobre las fuentes tradicionales que representan actualmente un 75% de la generación total de electricidad [1]. Si no se realizan cambios en las políticas actuales, se prevé un aumento de la demanda energética de 1.3% al año hasta 2040, aumento que no se ve restringido por nuevos esfuerzos para mejorar la eficiencia. Si bien esto está muy por debajo del notable crecimiento del 2.3% observado en 2018, daría lugar a una marcha ascendente incesante en las emisiones relacionadas con la energía, así como a tensiones crecientes en casi todos los aspectos de la seguridad energética [1]. La Conferencia Científica de las Naciones Unidas, conocida como la Primera Cumbre para la Tierra, celebrada en 1972 en Estocolmo, Suecia, adoptó por primera vez una declaración que enunciaba los principios para la conservación y mejora del medio humano. Desde entonces, se han sucedido asambleas y tratados marcando objetivos a corto-medio plazo. La Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible, es la actual batuta que rige las acciones climáticas. Establece un plan de acción a favor de las personas, el planeta y la prosperidad. Según el informe anual del Worldwatch Institute, el ritmo de consumo supera con creces los niveles sostenibles. El consumo de energía a nivel mundial presenta 3 fuentes principales, el sector de la industria, transporte y residencial, encontrándose en continuo crecimiento desde finales del siglo XX. El sector residencial representa un 21% del consumo total (Figura 2. Consumo de energía total mundial por sectores [1]Figura 2), poniendo de manifiesto la necesidad de actuación en él. Reducir el consumo de energía tanto térmica como eléctrica en las viviendas de todo el mundo a través de técnicas de ahorro y eficiencia energética, así como el empleo de energías procedentes de fuentes renovables, se convierte en algo esencial en el estudio de medidas que buscan frenar los efectos del cambio climático.

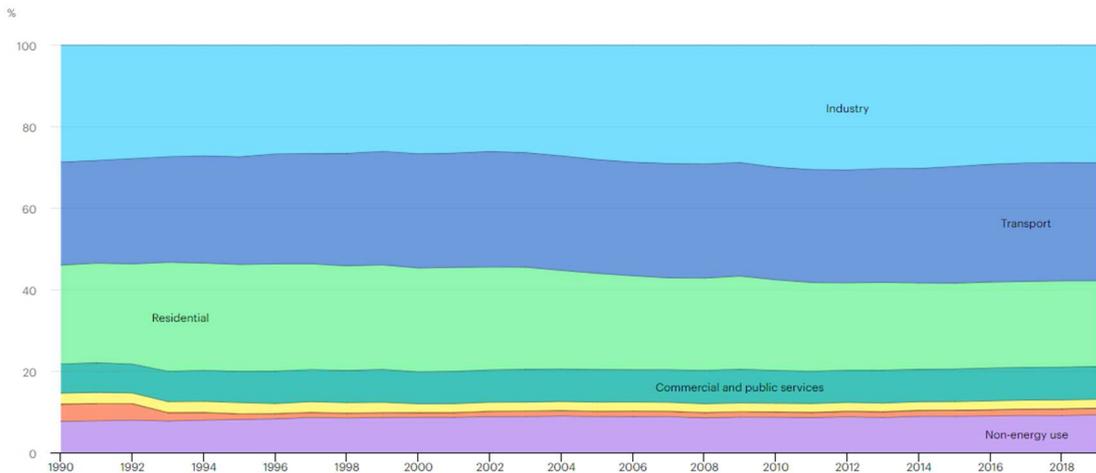


Figura 2. Consumo de energía total mundial por sectores [1]

La agencia internacional de la energía estableció en 2019 tres escenarios futuros posibles hasta 2040 en función de las medidas tomadas al respecto, mostrando los resultados hipotéticos que se obtendrían en materia de consumo y demanda de energía y emisiones de dióxido de carbono[1]. El primer escenario correspondería a fijar desde 2019 las políticas declaradas (Stated Policies), el segundo de ellos correspondería a establecer un futuro basado en el desarrollo sostenible (Sustainable Development) y el tercer escenario sería el peor de ellos, siguiendo las actuaciones actuales sin abordar cambios adicionales (Current Policies) (Figura 3).

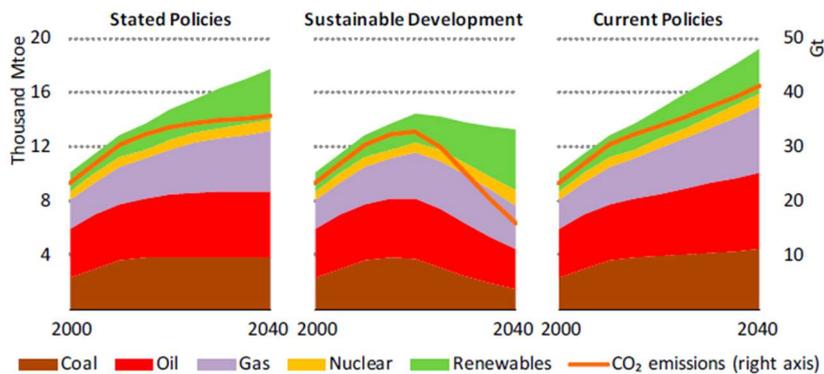


Figura 3. Demanda de energía primaria y emisiones de CO₂ por escenario [1]

El escenario producido por la continuación de las políticas actuales (*Current Policies*), prevé un aumento del 1.3% en la demanda de energía anual hasta 2040. El crecimiento lineal de este escenario supondría un aumento sustancial del consumo de combustibles fósiles, así como un crecimiento de la demanda de energía total. Pasaría de aproximadamente 8Mtoe a 15Mtoe de demanda procedente de combustibles fósiles, provocando a su vez el aumento de las emisiones de CO₂. En el caso del escenario que supone una continuidad de las políticas declaradas hasta 2019 (*Stated Policies*), se prevé un crecimiento de una cuarta parte de la demanda hasta 2040. El aumento anual de la demanda esperado sería de un 1% siendo menor que el esperado para el escenario de políticas actuales y menor del 2% observado desde el año 2000. Sin embargo, la demanda de todas las fuentes de energía, excepto el carbón que quedaría estable, seguiría aumentando. La demanda de petróleo presenta una desaceleración del crecimiento a partir del 2025 en este escenario, alcanzando el punto máximo de uso de petróleo para automóviles de pasajeros en 2020. La demanda de carbón además de permanecer estable en este escenario, presenta en 2040 un valor ligeramente inferior al nivel alcanzando en 2019. El gas por su parte aumentaría en un 35% su demanda y presentando el doble de crecimiento el uso industrial de este combustible. En el mejor de los escenarios, presentando unas políticas de desarrollo sostenible (*Sustainable Development*), la demanda de energía primaria no sufre un incremento elevado a pesar del aumento esperado en el tamaño de la economía y la población global. Esto se conseguiría a través de un enfoque continuo de mejora de la eficiencia energética en todos los campos y un cambio en la combustión en para la generación de energía (reduciendo las pérdidas por calor residual). El aumento de la demanda sería suplido con el aumento de las fuentes de energía renovables. La demanda mundial de petróleo alcanzaría su punto máximo en los años actuales, produciéndose posteriormente una reducción de su peso en el sistema

energético global. El escenario estudiado, prevé un aumento mundial de automóviles alimentados con electricidad de casi cero emisiones de carbono, provocando que en 2040 el uso de petróleo en el transporte sea un 40% menor que en la actualidad, empleando el petróleo como materia prima para la producción de productos químicos. El uso de carbón sufriría un descenso del 4% anual desde los años próximos hasta 2040. Las emisiones de CO₂ a su vez sufrirían un descenso pronunciado obteniendo valores significativamente inferiores a los presentados en el año 2000, buscando conseguir las emisiones nulas netas para 2070.

Si se concentra la búsqueda de información en el consumo energético del sector residencial, así como de la edificación en general, se observa que en la era actual con la alta disponibilidad de energía y el uso creciente de los sistemas de climatización, se diseñaron envolventes de los edificios independientes de su entorno [2]. Esto se ha visto modificando en los últimos años con la implementación de técnicas de ahorro y eficiencia energética siguiendo las directrices de las últimas normativas que regulan la demanda y el consumo energético de las viviendas. El paquete de medidas “Energía limpia para todos los europeos” [3], establecido por la Unión Europea pretende acelerar tanto la transición hacia una energía limpia como el crecimiento y la creación de empleo (Figura 4).

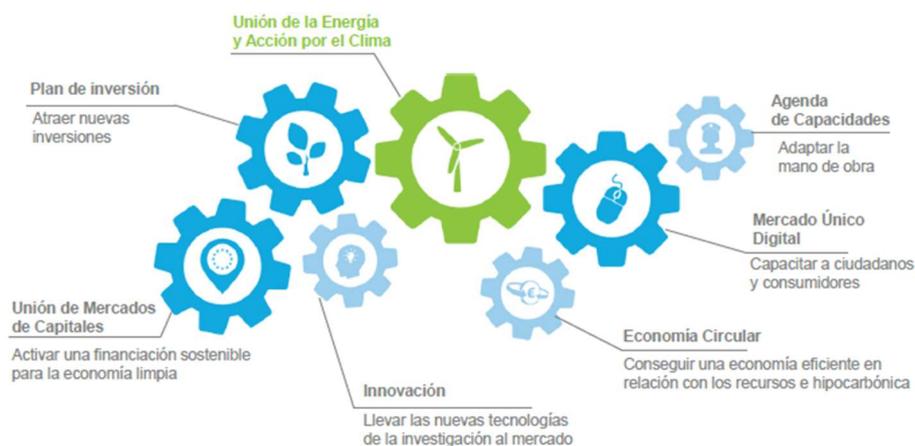


Figura 4. Diagrama del paquete de medidas “Energía limpia para todos los europeos” [3]

Los objetivos son ambiciosos, queriendo reducir la intensidad de carbono de la economía de la UE en un 43% respecto a los niveles actuales, así como alcanzar aproximadamente la mitad de la producción de electricidad a través de la electricidad renovable. Se estableció el objetivo de reducir el consumo energético en al menos un 32.5% en el horizonte 2030, modificando así el establecido en 2007. La Directiva establece a su vez la obligación de todos los Estados de implantar medidas con el objetivo de reducir de media un 4.4% el consumo anual de energía primaria hasta 2030. De forma específica para la eficiencia energética de los edificios, establece la necesidad de implantar un parque inmobiliario altamente eficiente desde el punto de vista energético y descarbonizado antes de 2050 para todos los Estados miembros. La Directiva modificada sobre la eficiencia energética de los edificios (Directiva (UE) 2018/844), introduce estrategias de renovación a largo plazo como son [4]:

- Cada Estado miembro debe establecer una estrategia a largo plazo para apoyar la renovación de sus parques nacionales de edificios, tanto públicos como privados, transformándolos en parques inmobiliarios con alta eficiencia energética y descarbonizados antes de 2050.
- Ha de acelerarse la transformación de los edificios existentes en «edificios de consumo de energía casi nulo» a más tardar en 2050, con la obligación de que todos los nuevos edificios sean de este tipo a partir de 2021.
- Se respalda la modernización de todos los edificios con tecnologías inteligentes.

El consumo de energía representa a su vez un factor importante en la economía de los hogares con un 6% por término medio de su gasto anual [3]. Los edificios en general representan un 40% del consumo total de energía y cerca de un 75% de ellos son ineficientes desde el punto de vista energético [5]. Esto se produce como consecuencia de una inversión económica reducida que no consigue afrontar los cambios necesarios para conseguir edificios de alta eficiencia energética. Además, la tasa de renovación de los edificios es del 1% anual, lo que significaría que adaptar el parque inmobiliario a las directivas actuales llevaría un elevado número de años, incluso inalcanzable. Por ello, aumentar los esfuerzos que consigan un parque inmobiliario de energía

limpia haciendo posible la transición hacia una economía hipocarbónica, es esencial. Anteponer la eficiencia energética significa entender que se reduciría la energía necesaria respecto a una situación inicial, mejorando la situación actual y futura.

La situación actual en la que se encuentra el planeta se caracteriza por estar marcada por una crisis tanto climática como sanitaria. Cercanos a los dos años desde el comienzo de la pandemia global provocada por el COVID-19, se observan alteraciones sanitarias, sociales y económicas sin precedentes en la vida cotidiana de la población mundial. Desde diciembre de 2019 a abril de 2020 el virus se propagó por 213 países con 1848439 casos confirmados a nivel mundial, provocando el aislamiento de millones de personas[6]. El COVID-19 ha provocado que los escenarios propuestos por la Agencia Internacional de la Energía se vean modificados, presentando importantes incertidumbres a corto plazo respecto sus implicaciones finales en la economía y sistema energético mundial [7]. Sus escenarios ahora alcanzan predicciones hasta 2050, mostrando en el escenario de políticas declaradas (*Stated Policies*), una meseta en la demanda agregada de combustibles fósiles en la década de 2030 y una ligera caída para 2050. Casi todo el crecimiento neto de la demanda de energía provendría de fuentes de bajas emisiones, sin embargo, el aumento de la temperatura media global en este escenario sobrepasaría la marca de 1.5°C alrededor del 2030 y subiría hasta lo 2.6°C en 2100. Se añade un escenario intermedio entre desarrollo sostenible y políticas declaradas, siendo este el de ‘promesas anunciadas’, que asume que todos los compromisos climáticos asumidos por los gobiernos de todo el mundo, incluidas las Contribuciones Determinadas a Nivel Nacional (NDC) y los objetivos de emisiones netas nulas a largo plazo, se cumplirían en su totalidad y a tiempo. Este lograría cambiar la curva hacia un aumento de 2.1°C en 2100. Finalmente, se establece un nuevo escenario, el más ambicioso, de emisiones netas cero (NZE), un camino complicado pero alcanzable para el que el sector energético mundial lograría emisiones netas cero de CO₂ para 2050. En el sería esencial una inversión relacionada con la transición energética que sería necesaria aplicar. Si el mundo se encaminara hacia las emisiones netas cero para 2050, la oportunidad de mercado acumulada para los fabricantes de tecnologías renovables y tecnologías emergentes, les convertiría en 2050 en un paquete más grande que la industria petrolera actual. En la Figura 5 se observa la evolución de la temperatura superficial media global para los distintos escenarios (‘Políticas declaradas’, ‘Promesas Anunciadas’, ‘Desarrollo Sostenible’ y ‘Emisiones netas cero’) hasta 2100. En el peor de los escenarios, el aumento sería superior a 1.5°C alrededor de 2030 y si las emisiones tanto de CO₂ como de los gases de efecto invernadero continúan su tendencia posterior a 2050, el aumento de la temperatura en 2100 sería de alrededor de 2.6°C. En el escenario que siguen las promesas anunciadas, alcanzaría en 2100 un aumento de la temperatura superficial media global de 2.1°C, 0.5°C inferior al caso anterior. El escenario de desarrollo sostenible está en consonancia con el objetivo del Acuerdo de París de mantener el aumento de la temperatura media mundial por debajo de los 2°C, mientras que el escenario NZE va más allá buscando un aumento menor del 1.5°C.

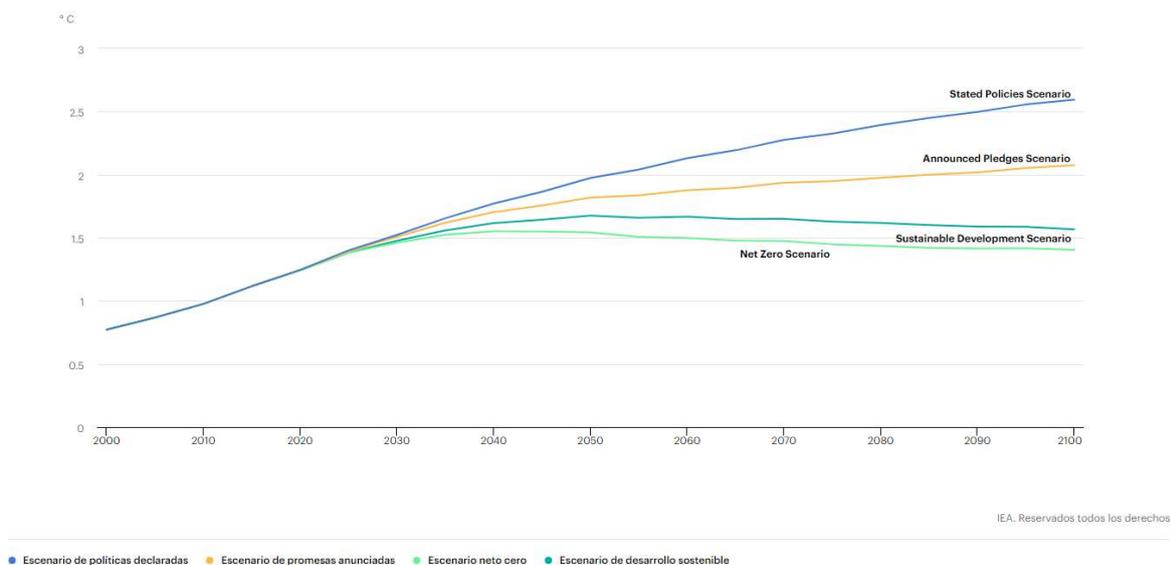


Figura 5. Aumento de la temperatura superficial media global en los escenarios WEO-2021, 2000-2100 [7]

Los efectos del cambio climático se manifiestan a través del aumento del nivel del mar o de la frecuencia con la que ocurren fenómenos meteorológicos severos, entre otros. Dentro de este contexto se encuentra el aumento de las olas de calor poniendo en riesgo la salud de las personas cobrando mayor importancia en brotes pandémicos como el vivido actualmente [8]. Durante la mayor crisis sanitaria que ha vivido el planeta en el último siglo, la población mundial se vio obligada a permanecer durante meses dentro de sus casas. El elevado número de horas que tuvieron que estar dentro de sus viviendas, puso de manifiesto, más si cabe, la necesidad de espacios interiores con un alto grado de confort térmico. Además, se debe tener en cuenta que el problema de calentamiento global afecta con mayor virulencia a las zonas urbanas donde se alcanzan mayores temperaturas que en las áreas rurales. Este fenómeno es conocido como isla de calor urbano. La superficie de la ciudad tiende a calentarse durante las olas de calor y los días más calurosos, provocando un aumento de la temperatura del aire. Sus efectos son considerados como unas de las principales amenazas para las sociedades urbanas de todo el mundo [9], deteriorando las condiciones de confort, aumentando el consumo de energía, intensificando los problemas de contaminación y poniendo en peligro a la población vulnerable [10]. Uno de los principales factores que aumentan la acumulación de calor en el entorno urbano es la concentración de calor liberado por fuentes antropogénicas, así como la mayor absorción de la radiación solar, provocando el aumento de las temperaturas y amenazando la habitabilidad de las ciudades. Todo ello hace que sea imprescindible el mantenimiento de los esfuerzos realizados en el entorno de la eficiencia energética y especialmente en el sector residencial.

1.2 Estrategias de confort en interiores

Se puede definir a grandes rasgos el confort térmico o zona de confort, a aquellas condiciones bajo las cuales el ocupante del espacio requiere el mínimo esfuerzo para adaptarse a su entorno [2]. Es el punto de equilibrio entre el ocupante y el entorno. El confort en interiores podría dividirse en tres grandes campos, el confort visual, acústico y térmico [2]. Este documento se centrará en el confort térmico.

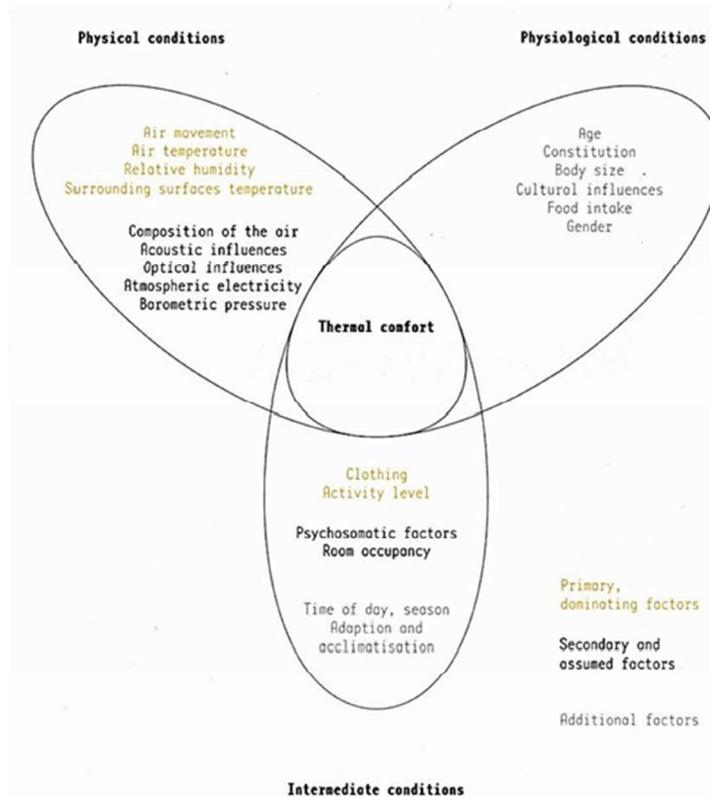


Figura 6. Dependencias del confort térmico [11]

Oliver Klein y Jörg Schlenger en su libro *Room Conditioning* [11], definen los factores que influyen en el confort térmico de un espacio diferenciándolos en tres grandes grupos, las condiciones físicas, fisiológicas e intermedias. Entre los factores físicos se encuentran el movimiento de aire, su temperatura, humedad relativa y temperatura de las superficies circundantes como factores principales, sin embargo, también tiene en cuenta factores secundarios como la composición del aire o influencias ópticas y acústicas. Dentro de las condiciones fisiológicas se encuentran los factores del ocupante como la edad, constitución, peso, género, así como el metabolismo o las influencias culturales, todos ellos como factores adicionales al confort térmico. Finalmente, dentro de las condiciones intermedias, diferencia entre nivel de actividad y ropa como factores principales, ocupación del espacio y factores psicotomáticos como factores secundarios y momento del día, estación del año o aclimatación del ocupante como factores adicionales. La conjunción de todo ello consigue que un espacio pueda ser considerado como espacio con niveles de confort térmico, siendo esto un fenómeno complejo.

Desde la antigüedad hasta nuestros días, conseguir un ambiente térmicamente confortable ha significado una lucha continua de esfuerzos. Las personas pasan la mayor parte de su vida en interiores [12], tanto en su vida profesional como personal. Teniendo en cuenta el vínculo entre la calidad interior, la productividad y la salud, el confort térmico de los entornos interiores se vuelve cada vez más crítico [13]. Los estudios demuestran que entre los efectos del cambio climático y por tanto del aumento de temperaturas, se encuentra el aumento de la demanda mundial de energía en régimen de refrigeración [14]. Contar con un parque inmobiliario eficiente es esencial para lograr los objetivos establecidos por las políticas europeas y nacionales. Para ello, es importante contar con edificios con altas calidades constructivas que permitan a los usuarios encontrarse dentro de los límites del confort térmico tanto en régimen de calefacción como de refrigeración. Es conocido que la demanda energética es resultado de la diferencia entre las pérdidas térmicas del edificio y las ganancias netas de este para el caso de los meses de invierno y resultado de la diferencia entre las ganancias y las pérdidas para el caso de los meses de verano. Basadas en la información proporcionada por el Grupo Termotecnia de la

Universidad de Sevilla, se muestran a continuación las estrategias convencionales para combatir los efectos de las condiciones exteriores de forma eficiente tanto en régimen de calefacción como en régimen de refrigeración. En el caso de los edificios en régimen de calefacción los objetivos principales se resumen en reducir las pérdidas y aumentar las ganancias. Las estrategias convencionales para conseguir ambos objetivos se engloban en cuatro paquetes, la transmisividad de la envuelta y la modificación de las infiltraciones con el objetivo de reducir las pérdidas; y aumentar el área sur equivalente y el factor de utilización con el objetivo de aumentar las ganancias. En la Tabla 1 se muestran los elementos convencionales que aparecen dentro de estos paquetes de mejora.

	Descripción	Reducir pérdidas		Aumentar ganancias	
		Transmisión	Infiltración/ Ventilación	↑ Área sur equivalente	↑ Factor utilización
Ubicación					
Diseño	Compacidad				
	Superficie acristalada y orientación				
Elementos convencionales	Mejora aislamiento opacos				
	Mejora calidad ventanas				
	Tratamiento de puentes térmicos				
	Estanqueidad y estrategias de ventilación				
	Inercia				

Tabla 1. Estrategias para la reducción de demanda de calefacción [15]

Dentro del paquete de medidas vinculados al diseño se encuentra la compacidad, conocida como el cociente entre el volumen y el área de transferencia. Este parámetro es inversamente proporcional a las pérdidas, a mayor compacidad, menores pérdidas. La superficie acristalada y la orientación de estas presenta una clara influencia junto con la compacidad en la demanda de calefacción de los edificios. Para viviendas unifamiliares con un 25% de superficie acristalada, con orientación Sur, sin tratamiento de puentes térmicos y una compacidad de 2.5m presenta una demanda de calefacción menor a una cuarta parte de la demanda presenta en una vivienda unifamiliar con misma superficie acristalada, pero con orientación al norte y compacidad de 1m. Dentro de los elementos convencionales se encuentra la mejora de la transmitancia de los opacos a través de aislantes convencionales como el poliuretano, poliestireno o lana mineral o a través de nuevos elementos con conductividades menores. Para la mejora de la transmitancia del acristalamiento se debe tener en cuenta el número de cámaras, espesor de cada una de ellas, la naturaleza del gas de la cámara y la emisividad de las superficies de la cámara. El tratamiento de los puentes térmicos es algo esencial para la reducción de las pérdidas en régimen de calefacción. El mayor porcentaje de puentes térmicos tanto en unifamiliares como en bloques de viviendas y terciario se encuentran en los contornos de los huecos de las ventanas y por tanto será necesario prestar especial atención a estos. En cuanto a la reducción de la demanda relacionada con la ventilación/infiltración se encuentran técnicas como aumenta la estanqueidad del edificio, controlar los caudales de ventilación en función de las necesidades reales de calidad del aire, recuperación de la energía de extracción o atemperación del aire impulsado mediante medios naturales.

Para combatir las condiciones exteriores en régimen de refrigeración será esencial aumentar las pérdidas y reducir las ganancias. Para el primer objetivo, el paquete de medidas se centra en aumentar las renovaciones horas nocturnas, aumentar la eficiencia de intercambio y aumentar el factor de utilización. Para la reducción de las ganancias, lo esencial será reducir el área sur equivalente. La Tabla 2 muestra las técnicas convencionales que influyen en el comportamiento del edificio en los meses de verano.

	Descripción	Reducir ganancias		Aumentar pérdidas	
		Transmisión	Solares	↑ renovaciones de aire nocturna	↑ Factor utilización
Ubicación					
Diseño	Superficie acristalada				
	Orientación y distribución de la superficie acristalada				
Elementos convencionales	Mejora aislamiento cubierta				
	Control solar				
	Ventilación nocturna				
	Inercia				

Tabla 2. Estrategias para la reducción de demanda de refrigeración [15]

A diferencia de lo ocurrido en régimen de calefacción, el aumento del aislamiento en la envolvente tiene un comportamiento neutro o incluso desfavorable en régimen de refrigeración, con la excepción del aumento del aislamiento de cubiertas. Para los elementos semitransparentes ocurre algo similar ya que, al mejorar la calidad de las ventanas, se reduce la transmisión solar, con un efecto positivo durante el día pero empeorando la cesión de calor al exterior durante la noche. Por tanto, se diseñan los cerramientos opacos y semitransparentes para el régimen de calefacción y se corrigen sus efectos durante el verano. La mejora del aislamiento de las cubiertas, así como del color y material de estas provoca un efecto positivo sobre la demanda de refrigeración, reduciendo las ganancias solares al aumentar, por ejemplo, la reflectividad de estas durante el día. El control solar se convierte en la medida esencial a realizar, pudiendo tener obstáculos naturales como la vegetación o artificiales como voladizos o sombras móviles. En la Figura 7 se muestra la importancia del diseño de los edificios permitiendo que la radiación solar incida dentro del espacio en los meses de invierno, pero bloqueándola en los meses de verano.

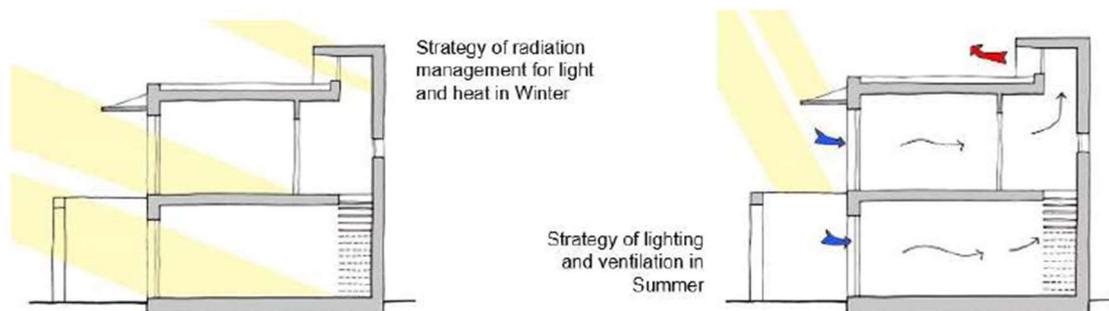


Figura 7. Estrategias de diseño en edificios

La ventilación nocturna cuenta con una gran influencia en el comportamiento térmico del edificio durante los meses de verano. Es importante conocer la diferencia entre ventilación e infiltración, siendo la primera de estas la cantidad de aire exterior suministrado al interior del edificio de manera controlada. La infiltración es la cantidad de aire que entra en el edificio directamente desde el exterior de forma incontrolada, a través de los elementos opacos, huecos y aberturas de admisión, siendo su caudal dependiente de la permeabilidad de estos,

de las condiciones exteriores y de las interiores del edificio. Las tasas de ventilación sanitaria, reguladas en España por el RITE, se deben garantizar en todo momento para asegurar una calidad de aire interior adecuada. A mayores renovaciones de aire nocturna, menor demanda de refrigeración necesaria en el espacio interior. La eficiencia de la ventilación nocturna depende del clima exterior, es decir de la temperatura exterior nocturna, de la masa térmica del edificio, de las renovaciones/hora ventiladas, del patrón de flujo y del desfase entre oferta de frío y demanda de refrigeración. La eficiencia del edificio como intercambiador capaz de disipar el calor hacia el exterior es muy baja debido a la reducida área de transferencia y a los bajos coeficientes de transferencia convectiva con el aire. La inercia del edificio podría ser activada a través del aumento de las ACH (renovaciones/hora) o aumentando los coeficientes convectivos.

Dentro de este contexto, se convierte en algo esencial conocer la localización del edificio, siendo posible la reducción de la mayoría de la demanda de refrigeración mediante técnicas pasivas que empleen sumideros medioambientales de calor. Un ejemplo sería el correcto aprovechamiento de las bajas temperaturas del aire exterior durante la noche, fenómeno que ocurre en la mayoría de los países del Mediterráneo. Guerrero et al. en su estudio *Using the sky as heat sink: Climatic applicability of night-sky based natural cooling techniques in Europe* [14] estimaron las necesidades de refrigeración de referencia para toda Europa en kWh/m²·año, representadas en un mapa mostrado en la Figura 8. Los resultados muestran una clara división de Europa en tres zonas: una zona fría con una demanda de refrigeración baja (<5 kWh/m²), que comprende el norte, oeste y este de Europa; una zona templada, que comprende la zona norte del sur de Europa, con una demanda de refrigeración estimada entre 10 y 20 kWh/m²; y una zona cálida correspondiente a la zona sur del sur de Europa, donde las necesidades de refrigeración pueden alcanzar los 40 kWh/m² y donde se encontraría la comunidad autónoma de Andalucía. Esto pone de manifiesto la necesidad de buscar soluciones a una situación que irá empeorando con el transcurso de los años, aumentando cada vez más la demanda de refrigeración.

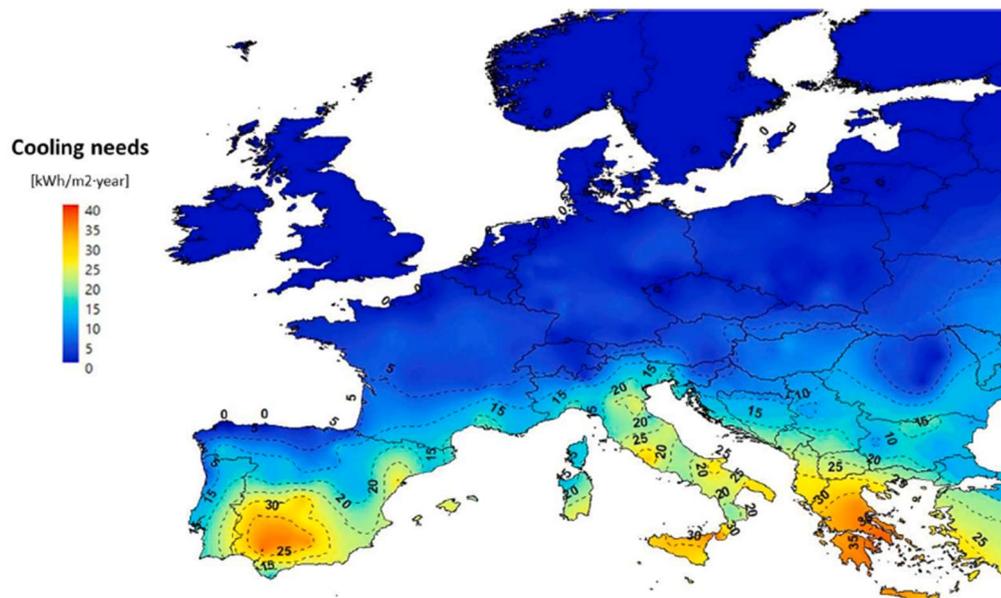


Figura 8. Estimación de la refrigeración necesaria en Europa (kWh/m²·año) [14]

Sin embargo, las necesidades de refrigeración por zonas distarán en gran medida del potencial bruto de enfriamiento del cielo en como sumidero medioambiental de calor en estas zonas. Es decir, a mayores temperaturas y por tanto menor potencial de enfriamiento, mayores necesidades de refrigeración. La Figura 9 muestra el potencial de enfriamiento bruto del cielo en Europa en Grados-Hora. Los valores más bajos de potencial de enfriamiento se encuentran principalmente en las zonas de clima templado de la región mediterránea, donde los valores de refrigeración necesaria eran mayores. Los valores más altos de potencial de enfriamiento corresponden a los climas fríos del norte de Europa.

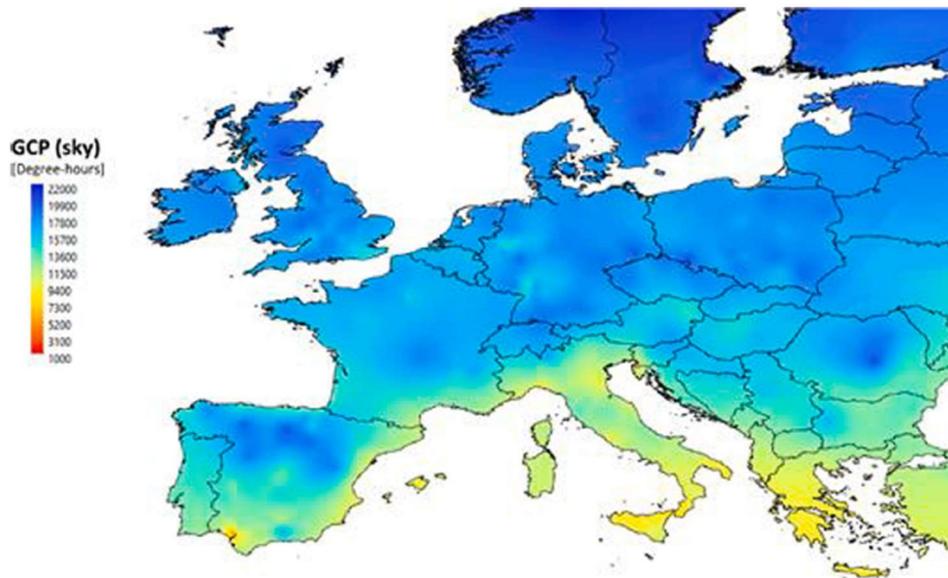


Figura 9. Potencial bruto de enfriamiento [14]

Actualmente, el objetivo urgente que se busca conseguir para un desarrollo sostenible es el diseño y construcción de edificios que puedan proporcionar condiciones térmicas interiores con altos índices de confort sin abusar de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC).

1.3 La importancia de la ventilación

Como se ha observado en los apartados anteriores conseguir un edificio altamente eficiente energéticamente, así como con altos niveles de confort para los ocupantes se ha convertido en el principal objetivo de todos los estudios. Conseguir reducir las demandas de climatización está íntimamente ligado con los niveles de ventilación que presenta el edificio. Sin embargo, la ventilación no solo juega un papel importante en el efecto sobre el consumo energético, sino que también es la base esencial que permite conseguir altos niveles de calidad interior. En los últimos años, una gran cantidad de materiales de construcción, elementos decorativos, muebles y equipos electrónicos han ido apareciendo en el ambiente interior de los edificios residenciales y terciarios [16]. Como consecuencia de esto, las concentraciones de contaminantes y sus tipos han aumentado significativamente, empeorando la calidad del ambiente exterior y dando lugar al denominado “síndrome del edificio enfermo”. Los contaminantes más comunes en el ambiente interior de los edificios residenciales son el dióxido de carbono (CO_2), el monóxido de carbono (CO), el ozono (O_3), el material particulado (PM 2.5), el formaldehído (HCHO) y los compuestos orgánicos volátiles totales [16]. La ventilación es una forma eficaz de reducir la concentración de estos contaminantes. Numerosos estudios evalúan la importancia de la ventilación en el interior de los edificios. Bako-biro et al. [17] analizaron la importancia de la ventilación en el rendimiento de los estudiantes, mostrando que bajas relaciones de ventilación provocan incomodidad térmica consiguiendo una reducción del rendimiento. Barbhuiya et al. [18], analizaron distintas estrategias de ventilación e iluminación y sus consecuencias tanto en el consumo de energía como en el confort térmico en un centro escolar. Las estrategias de ventilación empleadas condujeron a mejores condiciones en el interior del espacio.

La ventilación en el interior de los edificios puede ser a través de técnicas naturales, mecánicas o híbridas. La ventilación natural está basada en el movimiento de aire debido a diferencias de temperaturas y presión entre el aire exterior e interior del espacio consiguiendo un ahorro notable en el consumo del edificio. La ventilación mecánica emplea métodos que necesitan electricidad para su funcionamiento. Los edificios, hoy en día, en su mayoría están ventilados mecánicamente, contribuyendo al consumo de energía [19]. La ventilación híbrida aparece en aquellos casos en los que la ventilación natural no es capaz de alcanzar los niveles de ventilación requeridos, por lo que se emplean ventiladores mecánicos que compensan estas deficiencias.

Las técnicas de ventilación, en todas sus técnicas, ya sea mecánica, natural o híbrida pueden ser empleadas para:

- Control de calidad del aire: para controlar la calidad del aire del edificio diluyendo los contaminantes del aire generados internamente con aire exterior más limpio.
- Enfriamiento directo: para enfriar directamente el interior del edificio y los ocupantes reemplazando o diluyendo el aire interior caliente con aire exterior frío para mejorar el transporte convectivo de calor y humedad, cuando las condiciones son favorables, reduciendo así la temperatura del aire interior.
- Enfriamiento nocturno indirecto: para enfriar directamente los interiores de los edificios mediante el preenfriamiento de la masa térmica de la tela del edificio o un sistema de almacenamiento térmico con aire exterior fresco durante la noche.

1.3.1 Ventilación natural

En los últimos años las técnicas de ventilación natural e híbridas son las mayormente empleadas en los diseños de los nuevos edificios o en la rehabilitación de estos ya que contribuyen a la consecución de los objetivos sostenibles de la Unión Europea. La ventilación natural se convierte en una técnica de ventilación atractiva ya que consigue proporcionar aire fresco y un entorno de construcción energéticamente eficiente [20]. Yi Zhao et al. [21] analizaron las diferencias de los efectos provocados por la ventilación natural y mecánica en el ambiente interior de nueve hogares en China. La ventilación natural empleada en el estudio fue a través del uso de las ventanas del edificio, lo que resultó ser insuficiente en la mayoría de los casos. Kuczynski et al. [22] analizaron el efecto de la ventilación nocturna y elementos de sombra móviles como métodos pasivos de protección del edificio contra las olas de calor de los meses de verano. Los resultados mostraron que el uso de la ventilación nocturna aumentó significativamente las variaciones diurnas de la temperatura interior. Yao et al [23] analizan el potencial de enfriamiento de la ventilación natural en edificios de oficinas en las cinco zonas climáticas reconocidas en China. Muestran que el potencial de enfriamiento está significativamente influenciado por el efecto del clima, las propiedades térmicas del edificio, la técnica de ventilación y las ganancias internas. La ventilación nocturna es una de las técnicas de enfriamiento pasivo más eficientes, circulando el aire ambiente frío de la noche para disminuir tanto la temperatura de la estructura del edificio como del aire interior [24].

Sin embargo, predecir y controlar el comportamiento del aire en los sistemas de ventilación natural no es tarea fácil. Los motores de movimiento que provocan el flujo de aire son los gradientes de temperatura que provocan las fuerzas de flotación, el viento que provoca los coeficientes de presiones y la ventilación mecánica que produce las corrientes inducidas. La presión alrededor y en el interior de los edificios se ven influenciados por la altura del edificio, la velocidad del viento y el tamaño de los orificios de entrada (Figura 10).

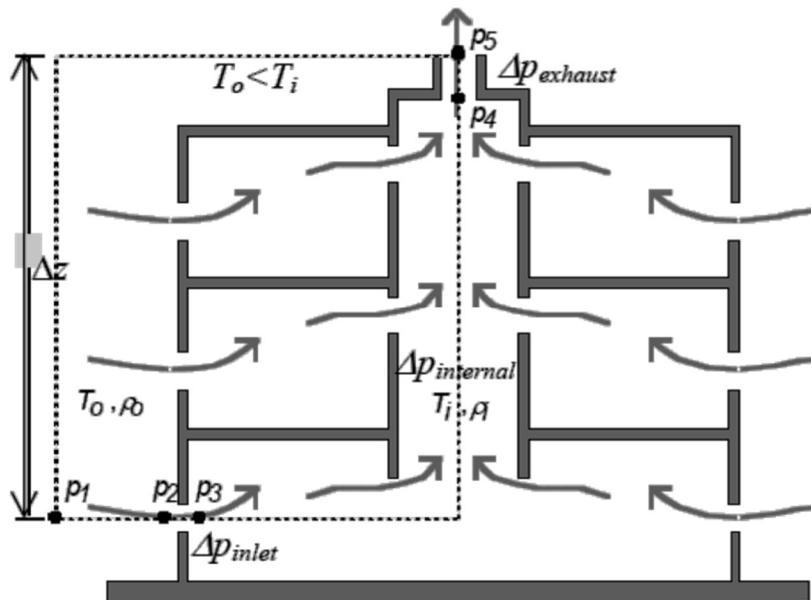


Figura 10. Movimiento de aire por diferencia de presiones [15]

La influencia de la altura en la diferencia de presiones se puede definir como la diferencia de presión entre P_1 en la altura mínima y P_0 en la altura máxima, siguiendo el principio de Bernoulli podría definirse como:

$$p_1 - p_0 = \rho_o \cdot g \cdot \Delta z$$

Siendo,

p_1 : La presión en el punto 1 de altura mínima

p_0 : La presión en el punto 0 de altura máxima

ρ_o : Densidad del aire en el exterior

g : Valor de la gravedad

Δz : Diferencia de altura entre el punto 1 y el punto 0.

El efecto de la velocidad del viento se observaría en la diferencia de presión entre el punto 2 a la entrada del edificio a través de la abertura y el punto 1.

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho_o \cdot C_p \cdot v^2}{2}$$

Siendo,

p_2 : La presión en el punto 2 de entrada antes de la abertura

C_p : Coeficiente de presión. Valor tabulado que varía en función del nivel de exposición del edificio, la altura de la zona a calcular y el ángulo que forman el viento y la fachada a estudio

v : Velocidad del aire

La variación a través de los orificios del edificio podría definirse como:

$$p_3 - p_2 = \frac{\rho_o \cdot v_m^2}{2}$$

Las aberturas del espacio tienen una gran influencia en el movimiento del aire dentro del espacio. La posición y número de estas modifica el patrón de flujo. A continuación, se presentan distintas configuraciones estudiados en un túnel de viento a través de la modificación del espacio [2]:

-**Abertura única:** Es la configuración menos eficiente de la ventilación natural. El movimiento de aire interior producido es leve (Figura 11).

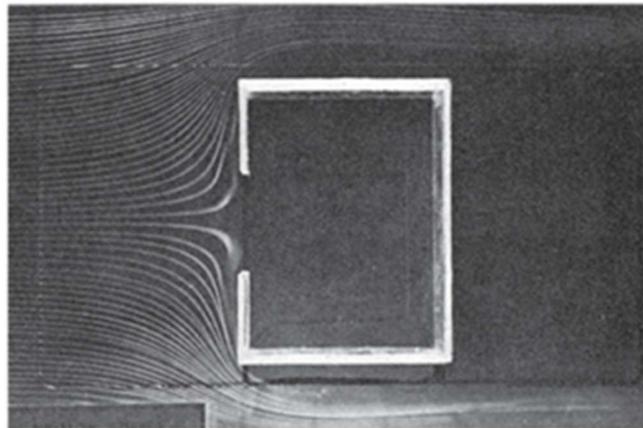


Figura 11. Flujo de aire en abertura única [25]

-**Aberturas opuestas similares:** Se produce una sobrepresión en la superficie de entrada y una depresión en la de salida. Esto provoca una circulación de aire interior que es la mayor de todas las opciones de aberturas presentadas. Consigue valores de renovaciones de aire superiores a otras distribuciones (Figura 12).

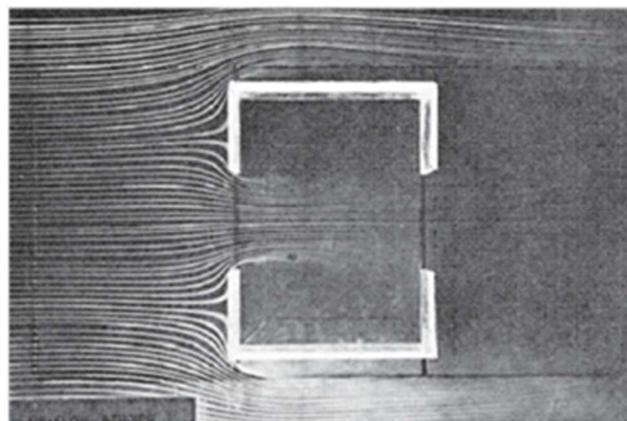


Figura 12. Flujo de aire en aberturas opuestas similares [25]

-Aberturas opuestas de diferente sección 1: En este caso las aberturas están colocadas de forma opuestas, sin embargo, las secciones de entrada de estas no son iguales. Así la superficie de entrada donde se produce la sobrepresión es menor que la superficie de salida donde se produce la depresión. Esto provoca una fuerza de succión relacionada con el efecto Venturi, aumentando la velocidad de entrada. Esta configuración es la que consigue mayores velocidades de aire (Figura 13).

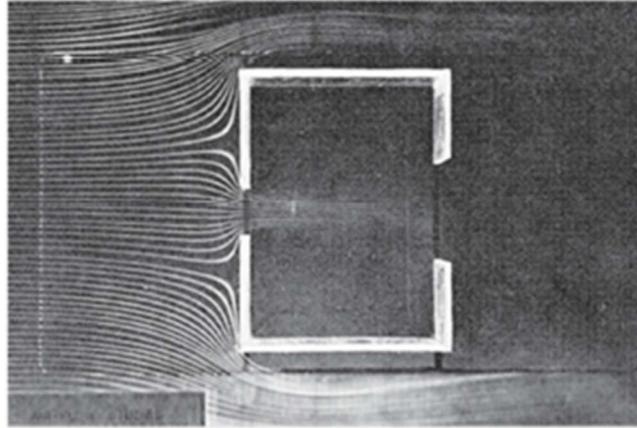


Figura 13. Flujo de aire en aberturas opuestas de relación 1:2 [25]

-Aberturas opuestas de diferente sección 2: Este caso es similar al anterior con la diferencia de que la superficie de entrada es mayor que la superficie de salida. En este caso los valores de presión se invierten provocando que el flujo de aire de diluya en el interior de la habitación. Esta configuración no es recomendable para su uso en ventilación natural (Figura 14).

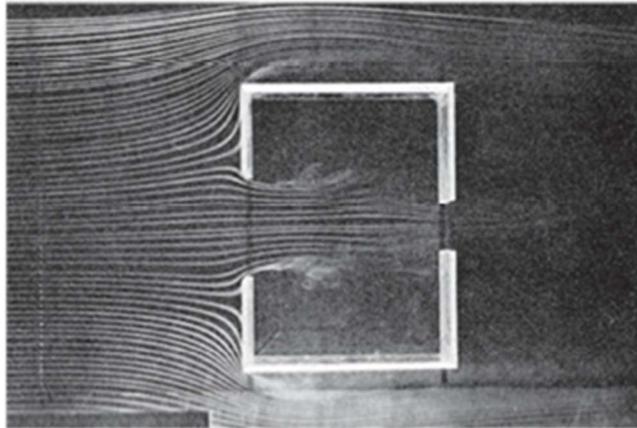


Figura 14. Flujo de aire en aberturas opuestas de relación 2:1 [25]

Conociendo la influencia del tamaño y número de aberturas, se concluye que el número de orificios óptimo es de al menos 2 y que la sección de cada uno de ellos dependerá del objetivo que quiera obtenerse. Sin embargo, no debe quedar olvidado la influencia en el flujo de aire de la posición de cada una de las aberturas. De esta manera se pueden distinguir de nuevo 4 casos basados en los estudios realizados por Víctor Olgyay [ref 14].

-Entrada a altura media y salida variable: En este primer caso la altura del orificio de entrada se mantiene constante a una altura media y se analiza la influencia de la colocación del orificio de salida a una altura baja o alta. En estos casos el flujo de aire interior fue similar en ambos casos con una cierta tendencia de descenso del aire independientemente de la colocación de la abertura de salida.

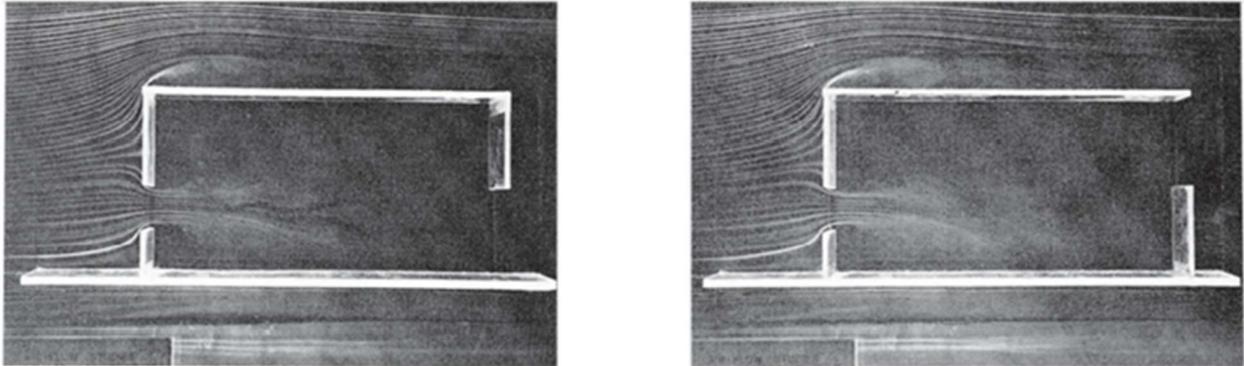


Figura 15. Flujo de aire con entrada media y salida variable [25]

-Entrada variable y salida a altura media: En este caso, la entrada varía entre entrada baja y alta con una altura de orificio de salida medio. En este caso el flujo de aire si se ve influenciado por la posición de la abertura de entrada. Para la altura superior la tendencia del flujo es de ir hacia arriba, por la presión que ejercen las corrientes exteriores en ese sentido. Para una posición baja el efecto es de un barrido laminar a la altura del suelo.

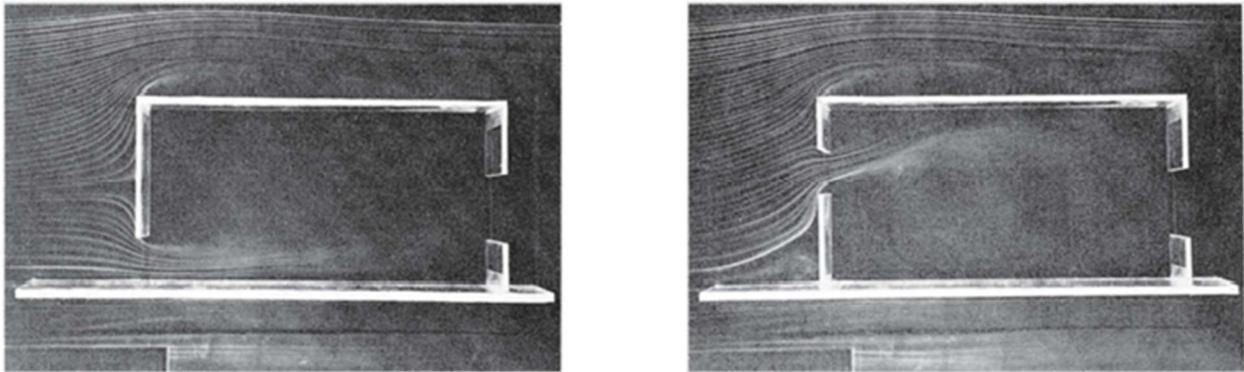


Figura 16. Flujo de aire con entrada variable y salida media [25]

En los últimos años, los estudios han investigado métodos pasivos que pueden combinarse con estrategias de ventilación natural. El aire se utiliza como medio disipador de calor. Según los métodos de ventilación natural, el enfriamiento se puede clasificar como ventilación impulsada por el viento, como torres de viento, o ventilación impulsada por flotabilidad, como chimeneas o fachadas de doble piel. Como se ha observado a lo largo del apartado, la ventilación natural y en concreto la ventilación nocturna cobra especial interés en las zonas donde se manifiestan graves problemas de sobrecalentamiento dentro de los edificios en los meses de verano. Tanto en edificios residenciales como terciario, esta necesidad queda patente para las zonas del sur de Europa. Dentro de este contexto se encuentran las soluciones de chimenea solar que pretenden aumentar la ventilación durante los meses de verano donde las condiciones climáticas son extremas.

1.4 Chimenea solar

La chimenea solar es, a grandes rasgos, un sistema pasivo de acondicionamiento climático que genera flujos de aire convectivos debido a la radiación solar que incide en ella, favoreciendo la ventilación natural. Los flujos convectivos extraen el aire del interior de un edificio o una habitación, disipando el exceso de calor del interior y por tanto, mejorando las condiciones de confort térmico y la calidad del aire en el interior de los edificios. La tecnología de la chimenea solar es considerada como un atractivo diseño bioclimático.

El diseño de la chimenea solar es un asunto que debe ser analizado con mucha cautela, ya que puede determinar el buen funcionamiento de la misma. La chimenea solar ha sido estudiada y analizada por diversos investigadores desde diversos puntos de vistas: cálculos energéticos, modelos numéricos y modelos experimentales. Asadi et al. [26] analiza el efecto del diseño de la chimenea solar en la tasa de ventilación de los edificios. Jing et al. [27] desarrolló un estudio experimental para predecir la tasa de flujo de aire movida considerando diferentes relaciones de espacio y altura. Chen et al. [28] encuentra una tasa de flujo de aire máxima en un ángulo de inclinación en torno a 45° para un espacio de 200 mm y una altura de 1.5 m. Diferentes estudios determinan unos valores típicos de altura de las chimeneas entre 1.5 m y 5 m. Por otro lado, la energía solar que se puede recolectar varía aproximadamente entre 100 y 800 W /m², incluso hasta 1000 W/m². Los aumentos de temperatura habituales son de 20 a 40°C, o incluso de 60 a 70°C en algunos casos. Diferentes resultados experimentales [29] muestran que los procesos de flujo de convección natural que ocurren en el espacio de aire entre la pared y el acristalamiento son bastante complejos, por lo que su tratamiento debe ser cuidadoso.

El modelado numérico de chimeneas solares utilizando la técnica de dinámica de fluidos computacional (CFD) ha atraído cada vez más atención. Barozzi et al. [30] utilizó un método de dinámica de fluidos computacional bidimensional en la investigación del movimiento del aire dentro de su modelo de construcción. Aunque el modelo CFD utilizado se consideró básico (no tenía en cuenta la turbulencia y los efectos tridimensionales), se observó un acuerdo razonable entre las mediciones experimentales de temperatura y velocidad y las predicciones numéricas. Gan [31] utilizó la técnica CFD para investigar el rendimiento de una chimenea solar acristalada para la recuperación de calor en edificios con ventilación natural. Rodrigues et al. [32] utilizaron las ecuaciones de conservación del movimiento y la energía, junto con un modelo de turbulencia $k - \epsilon$ de dos ecuaciones para describir la convección natural en un canal vertical bidimensional con calentamiento asimétrico en las paredes. Obtuvieron los campos de flujo y de temperatura, lo cual permitió una mejor comprensión del flujo de desarrollo.

Al mismo tiempo, también existen estudios donde se analiza el efecto de la chimenea analíticamente. Para las chimeneas solares con una temperatura de pared uniforme, Awbi [33] obtuvo la distribución de la temperatura del aire a lo largo del canal de la chimenea al considerar el coeficiente de transferencia de calor a lo largo de la superficie calentada y asumiendo distribuciones de temperatura uniformes en la misma altura vertical. Considerando el equilibrio energético, Sandberg [34] obtuvo una expresión del flujo de aire a través de un canal rectangular considerando una pared de calor uniforme, que también alcanzaban los valores obtenidos vía experimental. Del mismo modo, tomando un modelo u otro, todos en la literatura utilizan la hipótesis de temperatura del aire uniforme a la misma altura dentro de la chimenea. En la Tabla 3 muestra una revisión de la bibliografía realizada distinguiendo entre año del estudio, diferenciando entre experimental, simulación o teórico, entre tipo de estudio y los resultados principales obtenidos por cada uno de ellos

Apellido autor principal, año	Título	Método	Tipo de estudio	Resultados principales
Barozzi et al. 1992 [30]	Physical and Numerical Modelling of a Solar Chimney-based Ventilation System for Buildings	Experimental + Simulación CFD	Prestaciones	<ul style="list-style-type: none"> ·Chimenea solar en el techo con el objetivo de proporcionar enfriamiento en el espacio. ·Pruebas experimentales en un modelo a pequeña escala (1:12) → resultados para validar un modelo de simulación 2D. ·Ecuaciones de conservación de masa, momento y estado estacionario La energía térmica se resuelve utilizando una formulación de volumen finito. Flujo laminar.
Gan et al. 1998 [31]	A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery	Simulación	Análisis de sensibilidad	El rendimiento de una chimenea solar acristalada está influenciado por las condiciones del aire exterior y las ganancias de calor solar de la pared. Se demuestra que el acristalamiento simple es inadecuado para las chimeneas solares debido a la posible condensación. Tasa ventilación aumenta con la temperatura de la pared.
Alfonso et al. 2000 [35]	Solar chimneys: simulation and experiment	Experimental + Simulación	Modelo	<ul style="list-style-type: none"> ·Comparación chimenea convencional y solar. Se desarrolló un modelo simplificado y un programa de simulación. Tienen en cuenta la variación del tiempo en las condiciones climáticas, así como el almacenamiento de calor en las paredes de la chimenea. ·Espesor de la pared: pequeño para usos diurnos y mayores para usos nocturnos, sin sobrepasar 10cm. ·Para un área constante, mejor menor altura y más ancho.
Ong 2003[36]	A mathematical model of a solar chimney	Teórico	Modelo	Se desarrolla un modelo simplificado similar al del muro Trombe. Modelo calibrado con datos experimentales.
Chen et al. 2003 [28]	An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat	Experimental	Análisis de sensibilidad	<ul style="list-style-type: none"> ·Flujo de calor uniforme en una de las paredes de la chimenea con una relación de espacio entre chimeneas y altura variable entre 1:15 y 2:5 y diferentes ángulos de flujo de calor e inclinación. ·Máximo flujo con 45° inclinación y relación 1:5m (45% mejor que en vertical) ·Aumenta el flujo a medida que aumenta la cavidad
Ong et al. 2003 [37]	Performance of a solar chimney	Teórico + Experimental	Prestaciones	Modelo estacionario propuesto. Muestra las correlaciones utilizadas.
Bansal et al. 2005 [38]	Modeling of window-sized solar chimneys for ventilation	Experimental	Prestaciones	Presenta la posibilidad de implementar chimeneas solares como ventanas.

Harris et al. 2007 [39]	Solar chimney and building ventilation	Simulación	Análisis de sensibilidad	Variar la pendiente de la chimenea → variaciones en el rendimiento (medido por la velocidad del flujo de aire en la chimenea). El ángulo de inclinación óptimo para el flujo máximo es 67.5 ° desde la horizontal, lo que proporciona un beneficio promedio de un aumento del 11% en el caudal en comparación con el de una chimenea vertical.
Marti-Herrero et al. 2007 [40]	Dynamic physical model for a solar chimney	Teórico	Modelo	·Chimenea inercial (ventilación nocturna) ·Modelo matemático para evaluar el rendimiento energético de una chimenea solar de 2 m de altura con un muro de hormigón de 0.24 m como almacenamiento térmico y 14.5cm de ancho. Consigue un caudal de ventilación de 0,011kg/s.
Bassiouny et al. 2008 [41]	An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation	Simulación	Modelo/ Análisis de sensibilidad	El ancho de la chimenea tiene un efecto muy significativo en el caudal y ACH en comparación con el tamaño de entrada.
Sakonidou et al. 2008 [42]	Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow	Experimental	Modelo	Desarrolla un modelo matemático para determinar la inclinación que maximiza el flujo de aire natural dentro de una chimenea solar utilizando datos diarios de irradiancia solar en un plano horizontal. El modelo predice la temperatura y velocidad del aire dentro de la chimenea, así como la temperatura del vidrio.
Zamora et al. 2009 [43]	Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation	Teórico	Modelo	Flujo laminar y turbulento; varios valores de la separación relativa de pared a pared y diferentes condiciones de calentamiento. Para esta condición de calentamiento, se ha presentado una correlación para la relación de aspecto óptima térmica. Presenta también la variación del Ra y Nu.
Lee et al. 2009 [44]	Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney	Simulación – Energy Plus	Análisis de sensibilidad	Estudia impacto energético. La altura de la chimenea, la absorción solar y la transmitancia solar resultaron tener más influencia en la mejora de la ventilación natural que el ancho. Influencia también del clima. Tiene potencial de ahorro energético de refrigeración.
Chung et al. 2015 [12]	Effective solar chimney cross section ventilation performance in Malaysia terraced house	Simulación CFD/ Experimental	Análisis de sensibilidad	Estudio del efecto de la altura y ancho en el comportamiento: Muestran que para una sala de 36m ³ , el ancho efectivo varió de 0.6m a 1.0m mientras que la longitud de 1.5m a 2.0m, y la velocidad del aire inducida varió de 0.04m/s a 0.223m/s.

Shi et al. 2016 [45]	An empirical model to predict the performance of typical solar chimneys considering both room and cavity configuration	Simulación FDS/ Experimental	Modelo	Modelo empírico para predecir el comportamiento: Se muestra que el tamaño de la habitación (largo, ancho y alto) y la ubicación de apertura tienen una influencia limitada en el rendimiento.
Hosien et al. 2017 [46]	Effects of the geometrical and operational parameters and alternative outer cover materials on the performance of solar chimney used for natural ventilation	Teórico	Modelo/Análisis de sensibilidad	Efectos de los parámetros geométricos y operativos (radiación solar incidente, velocidad del viento, T_{amb}) y materiales de cubierta exterior alternativos sobre el rendimiento de la chimenea solar utilizada para la ventilación natural. El ACH se ve afectado por la velocidad del viento y las dimensiones de la chimenea (sin incluir la altura).
Kasaeian et al. 2017 [47]	A review on solar chimney systems	Teórico	Review	En este estudio, se realiza una revisión exhaustiva de la literatura basada en más de 200 estudios en los últimos 30 años sobre sistemas de chimenea solar. 32% de los casos se utiliza chimenea para ventilación y 29% como sistema pasivo.
Moosavi et al. 2018 [48]	Experimental study on the cooling performance of solar-assisted natural ventilation in a large building in a warm and humid climate	Experimental	Prestaciones	Acoplamiento chimenea solar y enfriamiento evaporativo. Aumenta las horas de confort en más de un 30%, con una reducción en las necesidades de refrigeración de alrededor del 12% cuando el edificio está ocupado. En promedio, el sistema híbrido reduce la T_{int} en 0.7°C.
Shi et al. 2018 [49]	Determining the influencing factors on the performance of solar chimney in buildings	Experimental/ Teórico	Análisis de sensibilidad	Flujo óptimo para profundidad de 0.2-0.3m y relación altura/cavidad sobre 10. Misma área de entrada y salida. Comparación de resultados con la literatura
Vargas-López et al. 2019 [50]	Mathematical models of solar chimneys with a phase change material for ventilation of buildings: A review using global energy balance	Teórico	Review	Escasos modelos de balance energético global (GEB) transitorio (y solo 6 con PCM). Propone los 2 modelos más apropiados.
Jiménez-Xamán et al. 2019 [51]	Solar chimneys with a phase change material for buildings: An overview using CFD and global energy balance	Teórico	Review	Comparación uso CFD vs. GEB: CFD usado para mecanismos de transferencia en la chimenea, pero no transitorio. GEB: para transitorio. Sin embargo, transitorio+PCM muy poco usado.
Hou et al. 2019 [52]	Experimental and theoretical study of solar chimneys in buildings with uniform wall heat flux	Experimental/ Teórico	Análisis de sensibilidad	Estudio relación cavidad-altura \rightarrow ratio entre 0.1-0.5. Flujo inverso a la salida con profundidad de 400mm

Layeni et al. 2020 [53]	Computational modelling and simulation of the feasibility of a novel dual purpose solar chimney for power generation and passive ventilation in buildings	Simulación CFD	Prestaciones/ Análisis de sensibilidad	·Se varía la altura, la cavidad, la condición de radiación (W/m ²) y el viento. Los caudales de aire aumentan con la velocidad del viento. Las potencias obtenidas para una radiación de 400 W/m ² para una altura de chimenea de 5 y 9 m fueron 32.8 y 85.2 W/m ² .
Villar-Ramos et al. 2020 [54]	Parametric analysis of the thermal behavior of a single-channel solar chimney	Experimental	Análisis paramétrico	Variables: profundidad del conducto, inclinación (respecto a la horizontal), energía absorbida por la placa absorbedora → ACHmax a partir de 0.175 m profundidad. ΔTmax con 15° inclinación (factor de los más influyentes). Ángulos de 30-60-90° la diferencia de temperatura de salida no son significativos.
Wang et al. 2020 [55]	External wind on the optimum designing parameters of a wall solar chimney in building	Simulación (FDS)	Análisis de sensibilidad	Impacto del viento externo en los parámetros de diseño. Parámetro óptimo de 0.2-0.3 de profundidad ya no es aplicable → 0.4-0.5m ahora, con valores mayores de 0.2 los perfiles de flujo de aire se ven menos afectados. Rendimiento mejora para bajas velocidades.
Kong et al. 2020 [56]	A CFD based approach for determining the optimum inclination angle of a roof-top solar chimney for building ventilation	Simulación (CFD)	Análisis de sensibilidad	Chimenea solar en el techo del edificio. Simulación 2D de chimenea a escala. Parámetros característicos: ACH, Qconv, mass flow rate adimensional. Flujo entrante laminar. Inclinación óptima de 45° a 60° para ACHmax.
Shi et al. 2020 [57]	Solar chimney for a real building considering both energy-saving and fire safety –a case study	Simulación (FDS)	Prestaciones	Uso conjunto ventilación y seguridad contra incendios. Consideraciones de 0.2-0.3m de profundidad ya no puede usarse. Altura de 1.2m.
Nguyen et al. 2020 [58]	A numerical study on induced flowrate and thermal efficiency of a solar chimney with horizontal absorber surface for ventilation of buildings	Simulación (CFD)	Análisis de sensibilidad	Estudio de chimenea horizontal. Aumentar las dimensiones y la energía absorbida, mejora el flujo, pero empeora el rendimiento térmico. Altura excesiva provoca flujo invertido a la salida
Sivalakshmi et al. 2020 [59]	Thermal performance of wall solar chimney integrated with a room under warm and humid conditions	Experimental	Análisis de sensibilidad	Aumenta caudal y velocidad de aire a la salida con el aumento de la profundidad. Mejores resultados con 0.15m de profundidad

Tabla 3. Revisión de la literatura [Elaboración propia]

Tras la revisión realizada, como se observa en la Figura 17, solo el 34% de los estudios realizan un método experimental y que predominan los métodos de simulación con un 44% . En los dos últimos años (2019-2021), los estudios realizados se han centrado en una metodología de simulación para el análisis de la chimenea solar.



Figura 17. Estadísticas metodología empleada [Elaboración propia]

Dentro de los artículos revisados pueden distinguirse el uso para el que se diseña la chimenea solar en los edificios. En estos, la mayoría de las chimeneas solares como técnica de ventilación y sistema pasivo, seguido de un uso combinado con energías renovables. Fuera de estos usos de la edificación, la chimenea solar es empleada en desalación, en sistemas de secado y combinadas con un ciclo Rankine. En el presente documento, solo se estudiarán las chimeneas solares empleadas en la edificación.

Una clasificación simple del sistema es por su aplicación para ventilación diurna o nocturna, existiendo diferencias en el funcionamiento y construcción de ambas. Las chimeneas empleadas para ventilación diurna suelen ser aplicadas en climas tropicales [60]. En el caso de las chimeneas empleadas para ventilación nocturna, se caracterizan por superficies absorbentes con alta inercia térmica y capacidad calorífica, así acumulan calor durante las horas de alta radiación solar y disipan el calor acumulado durante la noche provocando la ventilación nocturna[40]. Estas suelen ser empleadas en climas cálidos [61]. El presente documento se centrará en el uso de la chimenea solar para ventilación nocturna.

La chimenea solar de forma general es un sistema vertical de sección rectangular que consta de dos paredes (receptor y cubierta de vidrio) formando un canal en el que se producen flujos aire provocados por la entrada y salida de este por las aberturas dispuestas para ello [50] (Figura 18).

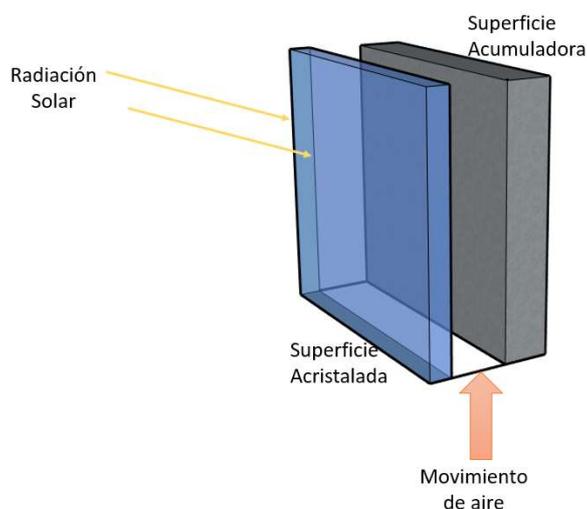


Figura 18. Modelo general de chimenea solar [Elaboración propia]

2 LA CHIMENEA SOLAR

2.1 Principio de funcionamiento

El objetivo del uso de las técnicas de chimeneas solares se basa en la mejora del efecto de flotabilidad para lograr un flujo de aire adecuado y un nivel deseado de confort térmico dentro de un edificio, maximizando la ganancia solar. Se crea una diferencia de temperatura suficiente entre el interior y el exterior para impulsar un flujo de aire adecuado.

La chimenea solar está constituida principalmente por un canal, con un efecto termosifónico o tiro térmico, donde como se ha comentado anteriormente el principal mecanismo impulsor del flujo de aire es a través de la flotabilidad térmica. Se pueden encontrar diferentes variaciones en el diseño de la chimenea solar, que se ve afectada por una serie de factores, como la ubicación, el clima, la orientación, el tamaño del espacio a ventilar y las ganancias internas de calor [39]. Sin embargo, los elementos básicos como el colector solar, la cubierta transparente y las aberturas son imprescindibles en todos los diseños. Una chimenea solar está definida de forma general.

- **Cubierta de vidrio:** Primer elemento de la chimenea solar que recibe la radiación solar tanto directa como difusa y provoca que el calentamiento del interior de la cámara sea mayor. El cristal refleja y absorbe tanto la radiación directa como la difusa, transmitiendo una parte de la radiación hacia el interior. Además, el acristalamiento disipa parte de la energía por convección y radiación al ambiente exterior [50].
- **Muro absorbedor:** Es el siguiente componente que junto con la cubierta de vidrio forman el canal por el que circula el aire. Absorbe parte de la energía transmitida por la cubierta de vidrio. Transfiere su energía por convección y radiación al aire que se encuentra dentro de la cámara y por conducción al interior del edificio. Se empleará como acumulador del calor para aumentar el periodo de operación nocturno cuando no existe presencia de radiación solar [2].
- **Aberturas de entrada y salida:** Para permitir el flujo de aire en el interior de la chimenea cuenta con compuertas en el inicio y el final del canal. Estos permiten la entrada de aire desde el interior del espacio acondicionado y la salida de este una vez ha sido calentado.

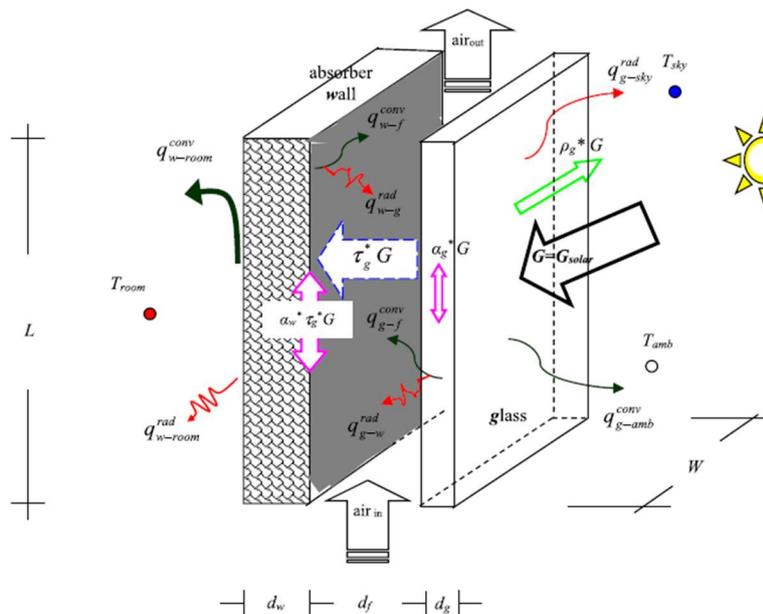


Figura 19. Modelo físico general de la chimenea solar [50]

Conociendo sus componentes resulta más sencillo entender que su funcionamiento se debe a los diferentes mecanismos de transferencia de calor. Se produce intercambio convectivo y radiante entre el ambiente y el vidrio exterior donde incide la radiación solar; intercambio radiante entre el muro absorbedor y la cubierta de vidrio; intercambio convectivo del aire interior con cada una de las superficies que conforman el canal; así como intercambio radiante del muro absorbedor y el interior del espacio acondicionado [62]. El principio de funcionamiento es el efecto chimenea. Este se produce cuando existen gradientes de temperaturas que provocan diferencias de densidad en el aire y por tanto diferencias de presión [2]. El aire en la chimenea se calienta debido a la energía solar incidente, elevándose al reducir su densidad y permitiendo que el nuevo aire frío reemplace el vacío generado. Se genera por tanto un flujo de aire en sentido vertical que permite la expulsión de aire caliente consiguiendo mejorar el confort del espacio acondicionado. Su funcionamiento se autorregula con la radiación solar, es económico, no necesita sistemas complejos de control. La chimenea solar forma parte de los sistemas de ventilación natural teniendo como fuerza impulsora la diferencia de densidades entre el aire en la cámara y el aire con el que se comunica [62]. Esto provoca una reducción del coste de construcción y operación al no necesitar ningún tipo de instalación adicional. La chimenea solar podría tomarse como un elemento de doble envolvente, donde el estudio energético puede dividirse en pérdidas y ganancias. En régimen de verano, el efecto de la chimenea solar como método de ventilación nocturna tomará protagonismo, la transferencia de calor debida al gradiente de temperaturas puede representar pérdidas y ganancias, siendo la radiación solar la involucrada principal de las ganancias térmicas [63]. Finalmente, siguiendo el principio definido por la ecuación de Bernoulli, la velocidad del flujo es directamente proporcional al gradiente de presión entre el aire saliente y el ambiente, así como inversamente proporcional a la densidad del aire. Esto implica que para conseguir un aumento del tiro entrará en acción factores tanto físicos como geométricos. Entre los más influyentes se encuentran la altura, el ancho y profundidad de la cavidad, el tipo de acristalamiento, el tipo de superficie absorbente o la incorporación de masa térmica. Casi todos los estudios de chimenea solar tienen como objetivo encontrar soluciones de diseño óptimas para mejorar la ventilación natural, teniendo en cuenta los diferentes parámetros de diseño.

2.1.1 Modelización de la transferencia de calor

Para conocer de forma detallada el comportamiento térmico de la chimenea solar, se estudia el problema convectivo de forma aislada del resto de mecanismos de transmisión de calor que ocurren dentro del canal que forma la chimenea (Figura 20). En el caso de la chimenea solar, como se ha comentado anteriormente, el flujo de aire que atraviesa la cámara es generalmente impulsado por convección natural provocado por la diferencia de densidades. El aire que se encuentra dentro de la cámara se ve afectado principalmente por las temperaturas del vidrio (placa exterior) y por el muro (placa interior), provocando que se caliente o se enfríe. Sin embargo, en otras ocasiones, pueden aplicarse técnicas que empleen fuerzas de origen mecánico, como extractores, que conviertan el movimiento del aire en una impulsión por convección forzada.

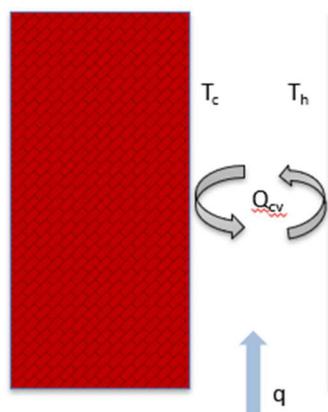


Figura 20. Convección en la chimenea solar [62]

Las variables que actúan en el problema fluidomecánico en el canal pueden ser agrupadas en tres grupos [62]:

- Excitaciones de temperatura (temperaturas superficiales y exterior).
- Coeficientes convectivos de transferencia de calor.
- Flujo másico de aire.

En el caso de la chimenea solar la fuerza impulsora es la diferencia de densidades por lo que la circulación será natural lo que provoca que las variables anteriormente comentadas se encuentren interrelacionadas. Será necesario conocer los principales números adimensionales para el estudio de la convección en el interior del canal. Estos números adimensionales relacionan los diversos efectos que pueden ser considerados en el estudio del movimiento, aportando información relevante del comportamiento del fluido.

-Número de Nusselt:

El número de Nusselt, relaciona la energía térmica convectiva respecto a la que se tendría si sólo hubiera energía térmica por conducción medida en las mismas condiciones que la convección, pero con un fluido completamente estancado. Si $Nu = 1$ significaría que el proceso sería de conducción en su totalidad. Es empleado para representar el coeficiente de película convectivo por lo que conociendo este, será posible obtener de forma inmediata el valor del coeficiente convectivo (h).

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Siendo,

h : Coeficiente de película convectivo (W/m²K)

L_c : Longitud característica (m)

k : Conductividad térmica del fluido (W/mK)

Por otra parte, se debe considerar que existe una amplia bibliografía referente a los coeficientes de película en los modelos de doble envolvente dentro del cual se encontraría la chimenea solar. En "Advances in Heat Transfer" se emplea esta correlación para el estudio de los muros Trombe.

$$Nu = \left\{ \left(\frac{12}{(L/H) \cdot Ra} \right)^2 + \left(\frac{1}{0.619 \cdot ((L/H) \cdot Ra)^{0.25}} \right)^2 \right\}^{-0.5}$$

Siendo,

L : El ancho del canal (m)

H : Altura del canal (chimenea) (m)

Ra : Número adimensional Rayleigh

Las restricciones para el empleo de dicha expresión son: $0.011 \leq \frac{L}{H} \leq 0.5$ y $3 \leq Ra \cdot \left(\frac{L}{H}\right) \leq 10^8$

-Número de Rayleigh

El número de Rayleigh es el número de adimensional empleado para expresar la transferencia de calor por convección natural. Se puede definir también como el producto del número de Grashof y el número de Prandtl. Si el número de Rayleigh toma valores altos, implicará que la transferencia de calor es principalmente por convección. En caso contrario, para valores bajos, la transferencia de calor es principalmente por conducción.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3}{\nu \cdot \alpha}$$

Siendo,

g : Aceleración debida a la gravedad de la Tierra (m/s^2)

β : Coeficiente de dilatación a presión constante ($1/K$)

ΔT : Diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido alejado de la superficie (K)

L_c^3 : Longitud característica (m)

ν : Viscosidad cinemática (m^2/s)

α : Difusividad térmica (m^2/s)

-Número de Reynolds

El número de Reynolds, asociado a la convección forzada, establece una relación entre las fuerzas de inercia y viscosas del fluido. Las fuerzas viscosas se oponen al movimiento libre del fluido por el rozamiento interno de sus partículas. Es empleado generalmente para determinar si el flujo es laminar o turbulento. Para valores bajos del número de Reynolds, las fuerzas viscosas son predominantes frente a las de inercia, provocando que el movimiento de las partículas sea ordenado, moviendo el flujo por "capas". A este fenómeno se le conoce como régimen laminar. Para valores altos del número de Reynolds, las fuerzas de inercias son predominantes frente a las viscosas. Esto se conoce como régimen turbulento, donde se produce un gran traspaso de materia en sentido normal a las capas. El espesor de la capa límite, las tensiones cortantes, el coeficiente de convección y las pérdidas por rozamiento sufren un gran incremento en el régimen turbulento. La transmisión de calor también aumenta. Entre el régimen laminar y el turbulento aparece una región de transición donde comienza la inestabilidad de las líneas de fluido (Figura 21).

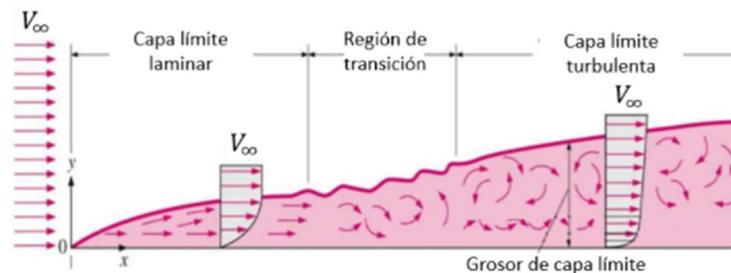


Figura 21. Definición régimen laminar y turbulento

Los valores que delimitan los tres fenómenos son:

-Laminar: $Re < 2300$

-Transición: $2300 < Re < 4000$

-Turbulento: $Re > 4000$

Su definición matemática quedaría como:

$$Re = \frac{v \cdot L_c}{\nu}$$

Siendo,

v : Velocidad del fluido (m/s)

L_c : Longitud característica (m)

ν : Viscosidad cinemática (m^2/s)

Para el estudio de flujos en conductos cerrados, la longitud característica empleada es el diámetro. De forma específica, para el estudio de la chimenea solar, lo adecuado sería emplear el diámetro hidráulico (D_h) como es empleado en los elementos de doble envolvente.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_t}{P}$$

Siendo, A_t : Área transversal del canal (m^2) y P : Perímetro (m)

2.2 Diseño de la chimenea propuesta

Como es sabido, la ventilación en espacios interiores es esencial para proporcionar una calidad adecuada del aire interior. Mejorar los sistemas de ventilación juega un papel importante no solo para fomentar la eficiencia energética en los edificios, sino también para proporcionar un mejor clima interior para los ocupantes y disminuir la posibilidad de problemas de salud. En los edificios se ha incrementado el caudal de ventilación requerido y por tanto se requieren soluciones híbridas que maximicen la componente pasiva. En este contexto entra en juego la chimenea solar, técnica pasiva de ventilación considerada por diversos autores como un atractivo diseño bioclimático.

El buen funcionamiento de la chimenea solar, como se ha presentado anteriormente, depende del calor que sea capaz de absorber procedente de la radiación solar que permita aumentar la temperatura de las superficies colindantes y por tanto aumente el efecto de la diferencia de presiones, aumentando el tiro generado y por tanto el caudal. Por tanto, es de vital importancia realizar esfuerzos para mejorar la eficiencia térmica de la chimenea solar. Autores actuales [50] proponen el aumento del área de captación con la inclusión de una tercera superficie absorbente, sin embargo, esto provoca un mayor volumen que debe estar disponible en los espacios a acondicionar y un mayor coste económico.

Se presenta un nuevo diseño de chimenea solar que permite aumentar la captación solar sin aumentar la sección de la chimenea. Esto será posible gracias a la inclusión de aletas en el interior de la chimenea. De esta manera la chimenea pasa de estar formada por un solo canal por el que circula el aire, a estar formada por 'n' canales formados por la unión de aletas. Esto permite aumentar el área de captación solar, conseguir el aprovechamiento potencial de almacenamiento térmico en la superficie de las aletas gracias al efecto inercial del material, hormigón y aumentar la transferencia de calor que irá ligado al comportamiento del coeficiente de película convectivo.

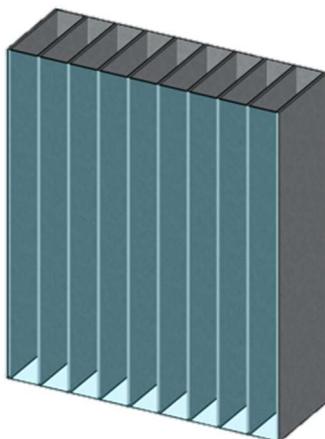


Figura 22. Modelo chimenea solar propuesta [Elaboración propia]

Este diseño permite almacenar calor durante el día gracias a la captación solar que incide sobre la superficie de la chimenea. Durante la noche se produce la ventilación nocturna pasiva, técnica que elimina el factor de doble flujo y elevadas pérdidas de carga de la ventilación usual.

Para llevar a cabo el análisis de dicha propuesta se ha seguido un camino diseñado con el objetivo de conseguir un estudio detallado y fiable. En primer lugar se ha realizado una revisión exhaustiva de la literatura, presentada en el apartado 0 de la Introducción. Conociendo los fundamentos y los estudios de investigación realizado, sale a la luz la necesidad de un nuevo diseño de chimenea solar que permita optimizar la captación solar y el uso de la masa térmica como puntos claves para aumentar el tiro en la chimenea. Por ello, se realiza el diseño del nuevo modelo al que se le define las ecuaciones de comportamiento del modelo térmico. Conociendo esto, se realiza un estudio paramétrico para conocer la influencia de las distintas variables del modelo. Finalmente, se presenta el proyecto de construcción del prototipo de chimenea solar estudiado, cerrando con un análisis de los resultados obtenidos. El proceso se muestra en la

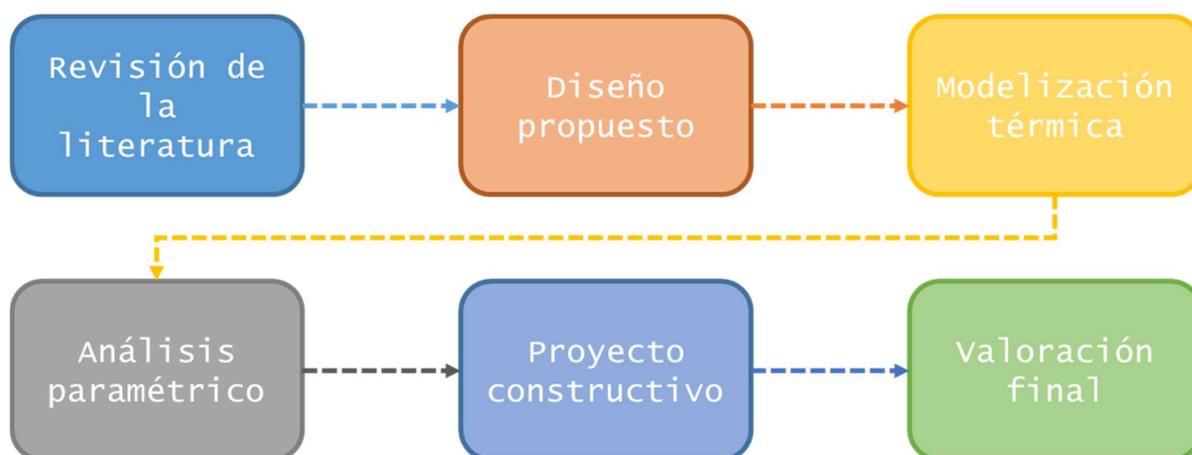


Figura 23. Guía de actuación [Elaboración propia]

3 MODELO TÉRMICO

Para diseñar correctamente una chimenea solar será necesario modelar y predecir el flujo de aire generado [61]. Existen pocas herramientas de cálculos basadas en modelos transitorios para el dimensionado de chimeneas solares provocado por el elevado tiempo computacional requerido [50]. En el presente documento se presenta y resuelve el modelado de la chimenea a través del entendimiento de los mecanismos de transferencia de calor que se producen en él distinguiendo su funcionamiento diurno y nocturno. Se empleará el software EES (Engineering Equation Solver), programa de resolución de ecuaciones que incluye además una amplia base de datos de propiedades termodinámicas que será útil para la resolución del modelado.

Según la literatura, uno de los principales problemas en la resolución numérica del modelo térmico en un conducto plano, como es el caso de la chimenea solar, en que las condiciones de contorno de velocidad y presión a la entrada y salida del canal son en principio desconocidos, aunque están interrelacionados [62]. Una de las técnicas para resolver el problema es suponer una de las dos variables o algunas de sus derivadas. Como se comentó anteriormente, las variables involucradas en el flujo de calor dentro del canal serán los coeficientes de película entre las superficies y el aire, la velocidad de este, sus condiciones de entrada y las excitaciones a las que se somete (temperaturas y radiación solar).

El objetivo será presentar el desarrollo de un modelo de complejidad media y nivel de precisión aceptable para el cálculo del comportamiento térmico de la cámara de aire que constituye el elemento básico de la chimenea solar. El modelado del sistema se ha llevado en varias etapas con el objetivo de conocer el funcionamiento de forma detallada en cada nivel de estudio, estableciendo los parámetros claves que posteriormente serán estudiados en los análisis de sensibilidad. Como se ha comentado en apartados anteriores, la chimenea propuesta está dividida en canales empleando aletas que mejoran la transferencia de energía. Para el estudio que a continuación se presenta, se realiza el modelado para un solo canal, extrapolando los resultados al número de canales existente en el proceso final.

3.1 Modelo permanente

El objetivo de la primera etapa será verificar el correcto funcionamiento del modelo empleado para un instante determinado durante la noche. Esto permitirá determinar las definiciones de ciertas variables que se emplearán en el modelo transitorio. Además, permitirá conocer el tiro generado dentro de la chimenea para un valor inicial de temperatura del hormigón y del aire a la entrada. Para la realización de este primer modelo en permanente, se supondrán las temperaturas de las superficies interior y exterior uniforme en toda su extensión con el objetivo de simplificar los cálculos.

3.1.1 Geometría empleada

La geometría empleada está basada en los valores típicos encontrados en la literatura con una altura (H) de 4m y profundidad (W) de 0.5 m. Para la definición de las aletas, se toma un ancho (L) de 0.06m, espesor de 2cm y un total de 10 aletas (Figura 24).

El área de transferencia de cada canal quedará definida como el producto de altura por profundidad para cada cara del canal.

$$A_{conducto} = 2 \cdot (W \cdot H)$$

Con la geometría definida, para cada conducto de la chimenea el diámetro hidráulico se define de forma rápida y sencilla en función de la profundidad y el ancho del canal.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_t}{P} = \frac{4 \cdot (L \cdot W)}{2 \cdot (L + W)}$$

Siendo,

L: Ancho del canal (m)

W: Profundidad del canal (m)

El hormigón empleado para el estudio cuenta con una densidad de 2500 kg/m^3 , correspondiente a un hormigón compactado de áridos normales y un calor específico de 0.88 kJ/kgK .

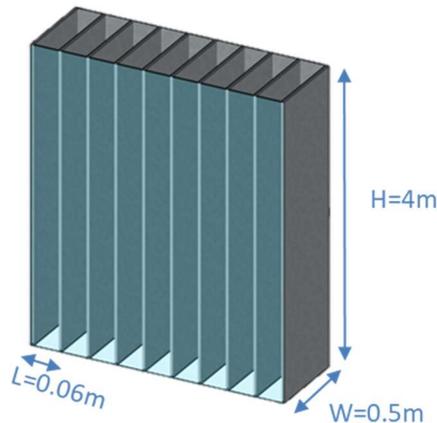


Figura 24. Geometría de la chimenea propuesta [Elaboración propia]

3.1.2 Propiedades del aire

Como se ha comentado anteriormente, la temperatura del aire depende de las temperaturas de las superficies colindantes, vidrio y muro del espacio acondicionado, del flujo de aire y de la temperatura de entrada. Para este primer estudio, se establece una temperatura de entrada a la chimenea solar (T_{ent}), procedente del espacio ventilado, de 25°C. Para la simplificación de los cálculos, se definirá la temperatura del fluido como la media entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida, siendo la temperatura media del aire en el canal.

$$T_{fluido} = \frac{T_{ent} + T_{sal}}{2}$$

Las propiedades empleadas para el modelo definido serán evaluadas a la temperatura del fluido. Estas variables son el calor específico ($C_{p, aire}$), el coeficiente de dilatación térmica (β), viscosidad cinemática (ν), difusividad térmica (α) y la conductividad del fluido (K). La densidad de entrada y salida serán evaluadas a la temperatura de entrada y salida respectivamente.

Una de las principales variables de salida que debe aportar el modelo es la cantidad de aire que pasa por los conductos de la chimenea. Este caudal depende de la velocidad, de la densidad del aire y del área transversal de paso. Puede definirse como:

$$q_{aire} = v \cdot \rho_{media} \cdot L \cdot W$$

Siendo,

v : Velocidad del aire (m/s)

ρ_{media} : Densidad media del canal (kg/m³)

L : Ancho del canal (m)

W : Profundidad del canal (m)

3.1.3 Calculo de la velocidad y tiro generado

La chimenea solar se puede considerar un elemento de doble envolvente por el que fluye aire por convección natural debido a la diferencia de densidad. En este estudio, se evalúan distintos métodos en el cálculo de la velocidad, así como la definición de densidades y factor de fricción. A continuación, se presenta el procedimiento llevado a cabo y los resultados obtenidos con cada opción considerada.

3.1.3.1 Consideraciones en la velocidad

- Opción 1

En primer lugar, se detallada el procedimiento llevado a cabo para la estimación de la velocidad con convección natural, basado en el estudio realizado en la Tesis Doctoral, Ahorro Energético mediante el uso de elementos de doble envolvente transparente-opaco, tutorizada por Servando Álvarez Domínguez [63]. Es ya conocido que la fuerza impulsora del flujo de aire que atraviesa la chimenea solar es la debida a la diferencia de densidades y por tanto de presión. Sin embargo, a este movimiento se oponen las fuerzas de fricción en la entrada, salida y paredes del canal. Se debe tener en cuenta, que el desarrollo supone que los cambios de velocidad en el aire ocurren durante un periodo tan corto o que son tan pequeños en un instante y otro, que se puede considerar que el flujo de aire siempre se encuentra en estado libre, es decir, la fuerza de impulsión y las fuerzas de fricción, se igualan.

En primer lugar, se define la diferencia de presiones o tiro generado, como:

$$\Delta P = P_{ent} - P_{media}$$

Siendo,

P_{ent} : Presión a la entrada, definida como, $P_{ent} = g \cdot \rho_{ent} \cdot H$

P_{media} : Presión media en el canal, definida como $P_{canal} = g \cdot \rho_{media} \cdot H$

Con, g , aceleración debida a la gravedad de la Tierra (m^2/s); H la altura del canal (m) y ρ_{ent} , ρ_{media} , la densidad de entrada y media del canal respectivamente (kg/m^3). Por otra parte, las densidades de entrada y media del canal pueden ser definidas como:

$$\rho_{ent} = \frac{M \cdot P_{atm}}{R \cdot T_{ent}}$$

$$\rho_{media} = \frac{M \cdot P_{atm}}{R \cdot T_{fluido}}$$

Siendo,

M : Masa molecular del aire

P_{atm} : Presión atmosférica

R : Constante universal de los gases

T_{ent} : Temperatura interior de la habitación o exterior

T_{fluido} : Temperatura media del aire en el canal

Considerando la temperatura interior de la habitación constante, tras el desarrollo, queda la expresión de diferencia de presiones como:

$$\Delta P = g \cdot \rho_{ent} \cdot H \cdot \left[\frac{T_{fluido} - T_{ent}}{T_{fluido}} \right]$$

Se obtiene una primera definición de la diferencia de presiones ocasionada en el canal. Por otro lado, la velocidad en estado de equilibrio del aire, es decir, cuando la fuerza de impulsión y las de fricción, se igualan, es aquella que genera unas pérdidas de presión por fricción iguales a las debidas a la diferencia de densidades. La ecuación que representa este comportamiento es:

$$\Delta P = \rho \cdot \left(K_{ent} \cdot \frac{v^2}{2} + f \cdot \frac{H}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2} + K_{out} \cdot \frac{v^2}{2} \right)$$

Siendo,

K_{ent} : Coeficiente de pérdidas de presión a la entrada

f : Factor de fricción o coeficiente de rozamiento

D_h : Diámetro hidráulico

K_{out} : Coeficiente de pérdidas de presión a la salida

Despejando de esta expresión la velocidad y sustituyendo la expresión obtenida anteriormente para la diferencia de presiones, la primera expresión utilizada para el cálculo de la velocidad queda:

$$V = \left[\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{in} \cdot H}{\rho_{media} \cdot \left(K_{ent} + f \cdot \frac{H}{2L} + K_{out} \right)} \cdot \left(\frac{T_{fluido} - T_{ent}}{T_{fluido}} \right) \right]^{0.5}$$

De esta manera queda la velocidad como función de las densidades, temperaturas y pérdidas por fricción, demostrando que en convección natural el problema térmico se encuentra relacionado con el problema cinemático.

- Opción 2

Para el cálculo de la velocidad se ha realizado una revisión de la literatura existente relativa al modelado de las chimeneas solares. De esta se concluye, como en ocasiones anteriores, que no existe un acuerdo general en cuanto a la definición de la velocidad se refiere. Cada autor establece una relación de la velocidad con la geometría y las condiciones del aire específica de la geometría empleada en cada estudio, siendo difícilmente empleado en la geometría actual. Sin embargo, Sankonidou et al. [42] establece una definición para la

velocidad cercana a la definida anteriormente.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H \cdot (\rho_{ent} - \rho_{media})}{\rho_{media} \cdot \left(f \cdot \frac{H}{D_h} + k_{in} + k_{out} \right)}}$$

La diferencia en este caso será la no eliminación de los coeficientes de pérdidas de carga y el uso de la densidad en lugar de emplear las temperaturas.

3.1.3.2 Consideraciones de las pérdidas

Los coeficientes de pérdidas de carga a la entrada y la salida deben ser estimadas en función de la geometría. El factor de fricción deberá ser a su vez calculado empleando las correlaciones necesarias. La literatura muestra numerosa información sobre las pérdidas de carga debido al flujo de agua en tuberías, sin embargo, la información sobre pérdida de carga debido al movimiento de aire en un elemento de doble envolvente como es el caso de la chimenea no es abundante. En la Tesis Doctoral *Modelización CFD de los flujos de calor y masa en cámaras de aire. Aplicación al cálculo de coeficientes convectivos y flujos de aire en fachadas ventiladas*, se realiza una revisión de los coeficientes de pérdidas de carga empleados en la literatura. En la Tabla 4, se muestra un resumen de los valores considerados por distintos autores, partiendo de la revisión realizada en la tesis anteriormente comentado y ampliada para el presente estudio.

Autor	K_{ent}	K_{sal}	K_{total}
Duffie (citado por Smolec) [62]	-	-	$8(w/e)^2+2$
Chan [62]	$1.25 \cdot (w/e)^2$	$1 \cdot (w/s)^2$	$1.25 \cdot (w/e)^2 + 1 \cdot (w/s)^2$
Erell [62]	$1.50 \cdot (w/e)^2$	0	$1.50 \cdot (w/e)^2$
Sandberg and Moshegh (citado por Sakonidou) [50]	1.5	1	$1.5+1$
Afonso and Oliveria [50]	-	-	3

Tabla 4. Valores del coeficiente de pérdida [Elaboración propia]

Es notable que no existe un acuerdo sobre los valores a emplear, sin embargo, la mayoría coincide en establecerlos como una la relación entre el coeficiente de pérdidas y el cuadrado de la relación entre la profundidad del canal (w) y los orificios de entrada (e) y salida (s). Además, en todos los casos las pérdidas en la entrada son mayores que las pérdidas a la salida. Los valores proporcionados por Sandberg and Moshegh, hacen referencia a un canal rectangular con orificios de entrada y salida abiertos y ganancias recibidas en una de las capas. En el caso estudiado, se desconoce en primer lugar la distancia de los orificios de entrada y salida, por lo que los valores empleados serán los propuestos por Sandberg and Moshegh.

Para la opción 1 del método para el cálculo de la velocidad, se estiman despreciables los coeficientes de pérdidas de presión a la entrada y a la salida del conducto, por lo que la velocidad queda definida como:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{in} \cdot H}{\rho_{media} \cdot f \cdot \frac{H}{2L}} \cdot \left(\frac{T_{fluido} - T_{ent}}{T_{fluido}} \right)}$$

El factor de fricción se estima en función del diagrama de Moody (Figura 25), dependiendo del número de Reynolds y rugosidad relativa. La relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds depende de si el flujo se encuentra en régimen laminar o turbulento.

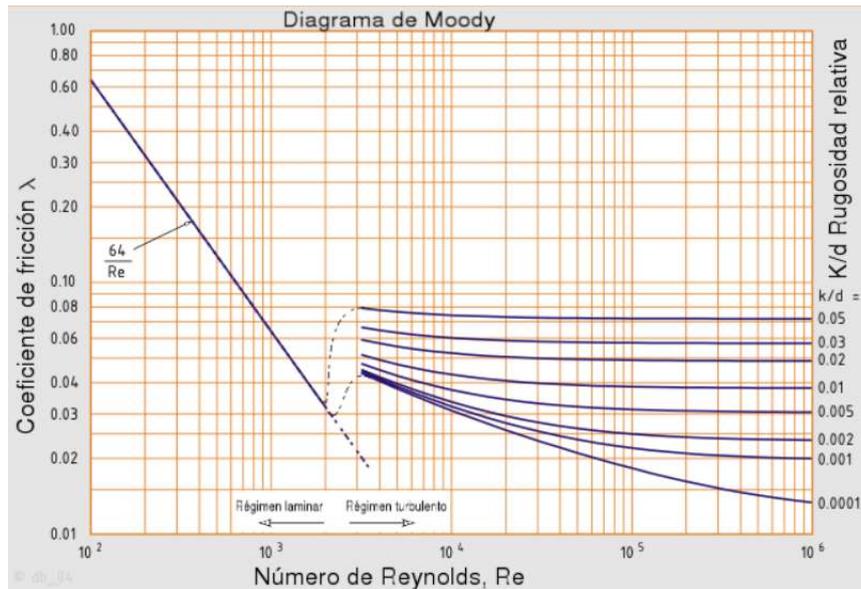


Figura 25. Diagrama de Moody

Para régimen laminar: $f_l = \frac{64}{Re}$

Para régimen turbulento: $\left(\frac{1}{f_t}\right)^{0.5} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f_t}}\right)$

Para una misma rugosidad relativa y para valores de Reynolds mayores de 170, es decir valores entre los que se encontraría el caso estudiado, el valor del coeficiente de fricción se hace prácticamente constante para valores altos del número de Reynolds, es decir, régimen turbulento y además con un valor muy cercano al conseguido si fuera régimen laminar. Esto hace que, emplear la función relativa al régimen turbulento, sería una hipótesis conservadora y que facilite los cálculos. Ahora bien, en el presente estudio se plantea también implementar una función propia del software EES que permite calcular el factor de fricción diferenciando de forma automática si el flujo se encuentra en régimen laminar o turbulento en función del número de Reynolds calculado anteriormente. Sin embargo, este método genera controversia en el presente estudio debido a los posibles problemas de simulación que puede generar. Para tomar una decisión en cuanto a factor de fricción se refiere, se realizan los cálculos comparativos entre los resultados obtenidos empleando el factor de fricción del régimen turbulento y el obtenido con la función propia del software EES.

Los resultados obtenidos muestran que la diferencia entre ambos valores es del 8%, siendo una diferencia que podría tomarse como válida y por tanto evitaría los posibles problemas de convergencia que podría ocasionar el empleo de la función del software, estableciéndose la función relativa al régimen turbulento como la indicada para la realización del estudio.

3.1.3.3 Consideraciones en la densidad

Para realizar el cálculo de la diferencia de presiones de forma correcta, se llevará a cabo la comprobación en cuanto a densidades que emplea. Para ello, se definirán dos casos distintos, basados en el mismo principio. Una de ellas es la diferencia entre presiones a la entrada y a la salida, producto de la gravedad y la altura del canal. Sin embargo, el segundo término de la diferencia no está consolidada en la literatura. Es decir, el segundo término podrá ser la presión de salida o la presión media del canal. Para poder elegir una presión u otra, se realiza una comparación de resultados. Para ello se comparará la caída de presión provocada por ambos métodos, con la caída de presión resultado de la suma de sus componentes, siendo estas las pérdidas de presión a la entrada, a la salida y la debida al factor de fricción. La diferencia entre la caída de presión calculada por diferencia de densidades, debe ser igual que la calculada como suma de sus componentes.

$$\Delta P = (\rho_{ent} - \rho_x) \cdot g \cdot H$$

$$\Delta P_{k_{ent}} = \rho_{media} \cdot k_{ent} \cdot \frac{v^2}{2}$$

$$\Delta P_{k_{out}} = \rho_{media} \cdot k_{out} \cdot \frac{v^2}{2}$$

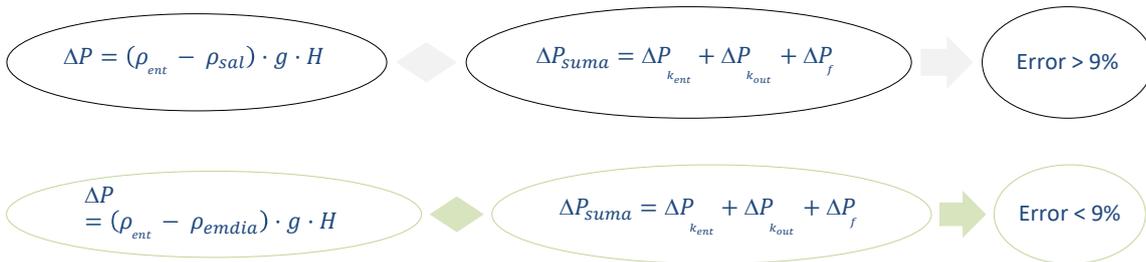
$$\Delta P_f = \rho_{media} \cdot f_t \cdot H \cdot \frac{v^2}{2 \cdot Dh}$$

$$\Delta P_{suma} = \Delta P_{k_{ent}} + \Delta P_{k_{out}} + \Delta P_f$$

Siendo,

ρ_x : Densidad a la salida para el primer método, densidad media en el canal para el segundo método.

Realizando la comparación de resultados, se obtiene que empleando la densidad media la diferencia encontrada con el valor obtenido como suma de las componentes es menor del 10%. Por el contrario, si se emplea la densidad de salida como densidad en la primera ecuación, la diferencia obtenida con la caída de presión registrada como suma de sus componentes es del orden del 10%.



Es decir, para realizar el cálculo de la diferencia de presiones o tiro generado, de forma correcta, debe emplearse la densidad media en el cálculo.

3.1.3.4 Resultados en el cálculo de la velocidad

En los puntos anteriores se han presentado las elecciones tomadas en cuanto al factor de fricción, pérdidas de carga a la entrada y a la salida y densidades para el cálculo del tiro generado en el canal. Sin embargo, no se ha definido la forma final con la que se calculará la velocidad en el modelo permanente. Para ello, se definen 5 casos distintos (Figura 26) en los cuales se calculará la velocidad por diferentes métodos, variando los coeficientes de pérdidas.

Se comprobará el valor que toma la diferencia entre el tiro calculado como diferencia de densidades y el calculado como suma de sus componentes, así como el valor de la velocidad. Los posibles métodos para el cálculo de la velocidad serán la ecuación definida como Velocidad 1, Velocidad 2. Sin embargo, cabe destacar que estas funciones son estimaciones por lo que pueden presentar pequeñas desviaciones en el resultado final. Se conoce que la pérdida de presión calculada como diferencia de densidades y como suma de sus componentes debería tener exactamente el mismo valor, sin embargo, no siempre ocurre así debido a las hipótesis que se realizan a lo largo del modelo. Es por eso que, para el estudio de la velocidad, se considera también aquella velocidad que resultaría de forzar la diferencia entre el tiro generado por diferencia de densidades y el calculado como suma de componentes, a un valor nulo.

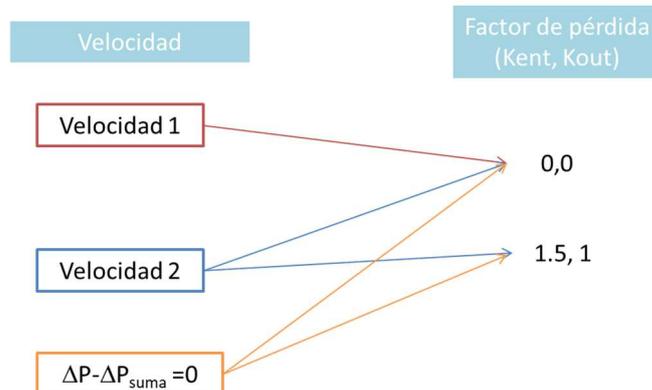


Figura 26. Casos estudiados para establecer la velocidad [Elaboración propia]

Siendo las velocidades 1 y 2 las definidas como:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{in} \cdot H}{\rho_{media} \cdot f \cdot \frac{H}{2L}} \cdot \left(\frac{T_{fluido} - T_{ent}}{T_{fluido}} \right)}$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H \cdot (\rho_{ent} - \rho_{media})}{\rho_{media} \cdot \left(f \cdot \frac{H}{D_h} + k_{in} + k_{out} \right)}}$$

Los resultados obtenidos tras la realización de los casos comentados se muestran en la siguiente tabla (Tabla 5).

Condiciones empleadas				Resultados	
Método	Velocidad	$\Delta P - \Delta P_{suma}$ forzado a 0	Kin, Kout	$\Delta P - \Delta P_{suma}$	Velocidad
1	V_1	No	0	-3.35	2.36
2	V_2	No	1.5, 1	-0.079	0.62
3	V_2	No	0	3.31E-09	0.87
4	-	Si	1.5, 1	0	0.603

Tabla 5. Resultados estudio velocidad [Elaboración propia]

Como puede observarse, los valores obtenidos empleando la velocidad V_1 , no pueden ser validados debido a la alta velocidad obtenida, siendo mayor a la esperada en el caso estudiado. La diferencia entre las pérdidas de presión calculadas es también elevada por lo que este método es descartado. Para el caso de la velocidad V_2 , los valores obtenidos son muy similares a los obtenidos forzando la diferencia de pérdidas de presión a un valor nulo, lo que provoca que este método pueda ser considerado como un método válido para la realización del trabajo.

3.2 Estudio térmico en régimen nocturno

Para el estudio térmico del modelo de chimenea solar en modelo permanente, se han definido anteriormente las condiciones de geometría, propiedad del aire, velocidad y tiro generado. Para tener una visión global de lo establecido en el modelo hasta este punto, se presenta un pequeño resumen de estos valores.

En cuanto a geometría, los valores han sido elegidos en función de la literatura revisada, estableciendo un valor inicial de separación entre aletas referido al número de estas. Así queda una altura (H) de 4m, profundidad (W) de 0.50 m para el conjunto de la chimenea, para el caso de las aletas la geometría es de 0.06m de ancho (L), espesor de 2cm cada una y un total de 10 aletas.

En cuanto a las propiedades del aire que transcurre por los canales de la chimenea, serán calculadas para una temperatura promedio denominada T_{fluido} , siendo el promedio entre la temperatura de entrada a la chimenea, supuesta 25°C y la temperatura de salida, desconocida y objetivo de estudio.

En cuanto al cálculo de la velocidad y tiro generado, se tomará un factor de fricción para régimen turbulento, unas pérdidas de carga a la entrada y a la salida constante e iguales a 1.5 y 1 respectivamente. Finalmente, la velocidad será calculada como aquella que se produce al forzar a cero la diferencia de caída de presión calculada como diferencia de densidades y como suma de sus componentes.

En cuanto a las densidades empleadas en el cálculo de la caída de presión que se produce dentro del canal, se define el uso de la densidad media dentro del conducto como aquella que permite calcular las propiedades del aire de forma sencilla y correcta.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, se establece el modelo térmico, como la transferencia de calor por convección entre el aire y el hormigón, que será calculado a través de la Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM), empleada para determinar la fuerza que impulsa la transferencia de calor en sistemas de flujo, como es la chimenea solar y aquella que genera la variación de temperatura en el hormigón y en el aire en el instante de estudio.

-Calor transferido en el hormigón

$$Q_h = m_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_h - T_{hs}) \cdot \frac{1000}{3600}$$

Siendo,

Q_h : Calor transferido al hormigón (W)

m_h : Masa del hormigón (kg)

C_{p_h} : Calor específico del hormigón (kJ/kgK)

T_h : Temperatura del hormigón inicial (°C)

T_{hs} : Temperatura del hormigón final (°C)

-Calor transferido en el aire

$$Q_{aire} = q_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (T_{sal} - T_{ent}) \cdot 1000$$

Siendo,

Q_{aire} : Calor que es transferido al aire (W)

q_{aire} : Caudal de aire (kg/s)

$C_{p_{aire}}$: Calor específico del aire (kJ/KgK)

T_{sal} : Temperatura de salida del aire (°C)

T_{ent} : Temperatura de entrada del aire (°C)

-Calor transferido por convección entre el aire y el hormigón

$$Q_{cv} = h_c \cdot A \cdot DTLM$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)}$$

$$\Delta T_e = T_h - T_{ent}$$

$$\Delta T_s = T_{hs} - T_{sal}$$

Siendo,

Q_{cv} : Calor transferido por convección entre el aire y el hormigón (W)

h_c : Coeficiente de película convectivo (W/m²K)

A : Área de transferencia (m²), siendo esta $A = 2 \cdot W \cdot H$

$DTLM$: Diferencia de temperatura logarítmica media

ΔT_e : Incremento de temperatura a la entrada (°C)

ΔT_s : Incremento de temperatura a la salida (°C)

Estableciendo la igualdad de los tres elementos, ($Q_{cv} = Q_h = Q_{aire}$), se obtienen los resultados mostrados en las siguientes tablas (Tabla 6 y Tabla 7).

Dato de entrada	Valor
Área (m2)	4
Número de aletas	10
Masa del hormigón (kg)	100
Temp. Entrada aire (°C)	25
Temp. Inicial Hormigón(°C)	60

Tabla 6. Datos de entrada para el modelo en régimen nocturno [Elaboración propia]

Dato de salida	Valor
Tiro generado (Pa)	0.645
Caudal de aire (kg/s)	0.030
Calor (W)	259.1
Temp. Salida aire (°C)	33.38
Temp. Final hormigón (°C)	49.4
Velocidad del aire (m/s)	0.876

Tabla 7. Datos de salida para el modelo en régimen nocturno [Elaboración propia]

Como puede observarse, la temperatura de salida del aire es del orden de 8°C mayor a la temperatura de entrada, provocando una reducción en la temperatura del hormigón de 10.6°C. Con esto se ha conseguido una velocidad de aire de 0.876m/s y un tiro de 0.645 Pa, lo que puede parecer en un primer momento un valor no muy elevado.

Con este primer estudio en régimen permanente para el régimen nocturno, se consiguen validar las condiciones que serán empleadas en las siguientes simulaciones, conociendo de forma rápida y sencilla el funcionamiento térmico de la chimenea solar.

3.3 Análisis de sensibilidad para el número de lamas

Se ha realizado el estudio en régimen permanente permitiendo determinar los valores que serán empleados en el futuro. Sin embargo, se han realizado los cálculos para una geometría supuesta. En el presente punto, se realizará un análisis de sensibilidad que permitirá conocer el ancho entre aletas y por tanto el número de aletas y conductos que formarán la chimenea óptima. Es conocido que las ganancias solares recibidas en la cara externa de la chimenea es la responsable del aumento de temperatura dentro de la cámara y por tanto la que genera el tiro y el caudal de salida, mejorando el comportamiento de la chimenea. Es por ello, que la solución geométrica óptima será aquella que maximice la radiación absorbida por las lamas.

Para el análisis de sensibilidad, se emplea una herramienta de análisis de la transmisividad en lamas, desarrollada por el grupo Termotecnia. Esta permite obtener los valores de absorptividad, reflectividad y transmisividad total, así como la transmisividad directa/directa, transmisividad difusa/difusa y transmisividad directa/difusa. Por otro lado, obtiene el calor absorbido total, reflejado y transmitido. Los datos de entrada que recibe la herramienta serán de tipo geométrico como el tipo de lamas, distinguiendo entre lamas verticales (en paredes) u horizontales (en cubiertas), separación entre centro de lamas (s), espesor, ancho (w) y longitud de las lamas (L), así como inclinación (β), orientación (α) y absorptividad (Figura 27). Por otro lado, recibe los valores de radiación directa horizontal y difusa horizontal, así como posición solar para el día o los días a estudiar en el paso de tiempo que desee el usuario. Se debe tener en cuenta que la nomenclatura empleada en la herramienta de análisis no corresponde con la nomenclatura definida anteriormente. Para evitar futuras confusiones, se emplearán en los resultados la nomenclatura utilizada en los anteriores puntos.

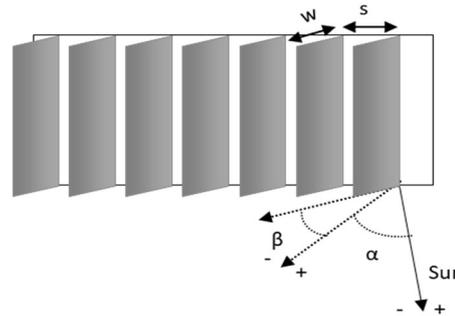


Figura 27. Dimensiones de las lamas [Elaboración propia]

Para establecer el valor óptimo, se analizan 16 casos con variaciones en ancho, separación y altura, con un espesor constante de 0.02m, para obtener la radiación absorbida máxima por cada canal (Figura 28). Con la altura óptima encontrada, se analizan de nuevo los casos anteriores pero esta vez manteniendo la altura a 1m, es decir 8 casos, para obtener la geometría óptima final independiente de la altura.

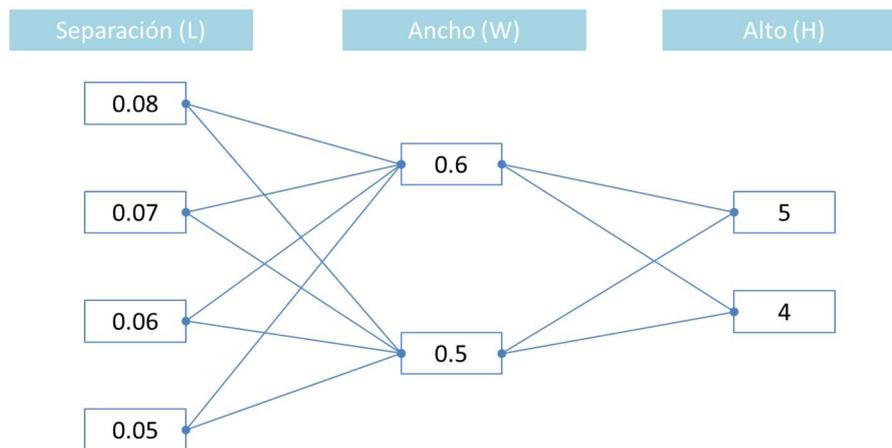


Figura 28. Primer estudio de sensibilidad [Elaboración propia]

Para la realización de los análisis, se introducirán los valores de radiación y posición solar del día de diseño en un paso temporal de 10 minutos. Se obtendrán los resultados del calor absorbido integrado durante todo el día y el máximo calor absorbido durante el día para un par de lamas. Estos resultados se extrapolarán al conjunto de lamas que se obtienen por metro en función de la geometría establecida. En la Tabla 8, se muestran los resultados obtenidos para el primer estudio.

		Espesor		0.02		Par de lamas		Conjunto de lamas por metro	
		Dimensiones		Integral Qabs total día (W)	Max valor horario Qabs (W)	Nº lamas por metro/ Nº canales	Integral Qabs total en el día (kW)	Max valor horario Qabs (kW)	
L=0.08 W=vble H=vble	3caso a	W	0.5	7922.82	1118.74	10	79.23	11.19	
		L	0.08			9			
		H	4						
	3caso b	W	0.5	9903.53	1398.42	10	99.04	13.98	
		L	0.08			9			
		H	5						
	4caso a	W	0.6	8069.26	1118.44	10	80.69	11.18	
		L	0.08			9			
		H	4						
	4caso b	W	0.6	10086.57	1398.05	10	100.87	13.98	
		L	0.08			9			
		H	5						
L=0.07 W=vble H=vble	5caso a	W	0.5	7024.01	982.60	11	77.26	10.81	
		L	0.07			10			
		H	4						
	5caso b	W	0.5	8780.01	1228.24	11	96.58	13.51	
		L	0.07			10			
		H	5						
	6caso a	W	0.6	7051.58	1003.64	11	77.57	11.04	
		L	0.07			10			
		H	4						
	6caso b	W	0.6	8814.48	1254.55	11	96.96	13.80	
		L	0.07			10			
		H	5						
L=0.06 W=vble H=vble	1caso a	W	0.5	6001.87	850.20	12	72.02	10.20	
		L	0.06			11			
		H	4						
	1caso b	W	0.5	7502.33	1062.74	12	90.03	12.75	
		L	0.06			11			
		H	5						
	2caso a	W	0.6	6247.32	871.53	12	74.97	10.46	
		L	0.06			11			
		H	4						
	2caso b	W	0.6	7809.15	1089.41	12	93.71	13.07	
		L	0.06			11			
		H	5						
L=0.05 W=vble H=vble	7caso a	W	0.5	5206.10	726.27	14	72.89	10.17	
		L	0.05			13			
		H	4						
	7caso b	W	0.5	6507.63	907.84	14	91.11	12.71	
		L	0.05			13			
		H	5						
	8caso a	W	0.6	5291.58	733.41	14	74.08	10.27	
		L	0.05			13			
		H	4						
	8caso b	W	0.6	6614.47	916.76	14	92.60	12.83	
		L	0.05			13			
		H	5						

Tabla 8. Resultados primer análisis de sensibilidad [Elaboración propia]

Como puede observarse, el número de lamas y por tanto de conductos por metro, varía en función de la separación establecida, como era de esperar, afectando a los valores obtenidos para el conjunto total. La altura de la chimenea tiene también efecto en los resultados, obteniendo que, para mayor altura, mayor es el calor absorbido tanto integrado durante el día como el valor pico del día. Se obtiene, que la geometría óptima es aquella que tiene una separación entre lamas de 0.08m, ancho de canal 0.6m y altura de 5m, maximizando los valores de calor absorbido integrados y picos del día. Los valores en cuanto a altura llevan a pensar que a mayor altura, mayor será el valor de radiación absorbida por lo que se realizan de nuevo los casos para una altura de 1m, pudiendo ser extrapolable a las alturas que quieran estudiarse. Así los resultados obtenidos se muestran la siguiente tabla (Tabla 9).

		Espesor 0.02		Par de lamas		Conjunto de lamas por metro		
		Dimensiones (Espesor siempre 2cm)		Integral Qabs total en el día (W/m)	Max valor horario Qabs (W/m)	Nº lamas por metro/Nº canales	Integral Qabs total en el día (kW/m)	Max valor horario Qabs (kW/m)
L=0.06 W=vble H=vble	1caso	W	0.5	1500.47	212.55	12.0 lamas	18.0056	2.5506
		L	0.06			11.0 canales		
		H	1					
	2caso	W	0.6	1561.83013	217.8814868	12.0 lamas	18.7420	2.6146
		L	0.06			11.0 canales		
		H	1					
L=0.08 W=vble H=vble	3caso	W	0.5	1980.71	279.68	10.0 lamas	19.8071	2.7968
		L	0.08			9.0 canales		
		H	1					
	4caso	W	0.6	2017.314143	279.610487	10.0 lamas	20.1731	2.7961
		L	0.08			9.0 canales		
		H	1					
L=0.07 W=vble H=vble	5caso	W	0.5	1756.00	245.65	11.0 lamas	19.3160	2.7021
		L	0.07			10.0 canales		
		H	1					
	6caso	W	0.6	1762.895091	250.9099215	11.0 lamas	19.3918	2.7600
		L	0.07			10.0 canales		
		H	1					
L=0.05 W=vble H=vble	7caso	W	0.5	1301.53	181.57	14.0 lamas	18.2214	2.5420
		L	0.05			13.0 canales		
		H	1					
	8caso	W	0.6	1322.893829	183.3513748	14.0 lamas	18.5205	2.5669
		L	0.05			13.0 canales		
		H	1					

Tabla 9. Resultados segundo análisis de sensibilidad [Elaboración propia]

En este caso, la geometría óptima depende de si el objetivo es maximizar el valor pico o la integral diaria. Así, para maximizar el valor pico durante el día, la geometría seleccionada debería ser una separación de lamas de 0.08m y ancho de 0.5m. Sin embargo, se buscará maximizar la integral diaria de calor absorbido. Esto lleva a escoger la geometría de ancho 0.6m y separación de 0.08m, con 10 lamas y 9 canales, coincidiendo con la geometría óptima del primer estudio como era esperable. La radiación total absorbida integrada durante el día es de 20.17 kW/m

3.4 Modelo cuasidinámico integrado día-noche

3.4.1 Día de diseño

Para la realización de los siguientes estudios, realizándolos para distintas horas del día, será necesario establecer un día de diseño con el que se realizarán las simulaciones. Se cuenta con una base de datos propia con valores medidos de temperatura exterior, humedad relativa y radiación directa y difusa. Además, para la realización del análisis de sensibilidad que se llevará a cabo serán necesarios los valores de cenit y acimut. Para ello se cuenta con los datos obtenidos por el grupo de investigación Termotecnia en trabajos anteriores basados en el modelo matemático propuesto por NOAA (Oficina Nacional de Administración Oceánica y Atmosférica de los Estados Unidos) [64].

Con la recopilación de datos disponibles, se selecciona el día de diseño, siendo este correspondiente al día 22 de septiembre. Para establecer un valor de temperatura inicial, se realiza un periódico establecido de 10 repeticiones, utilizando los valores del último día (Figura 29).

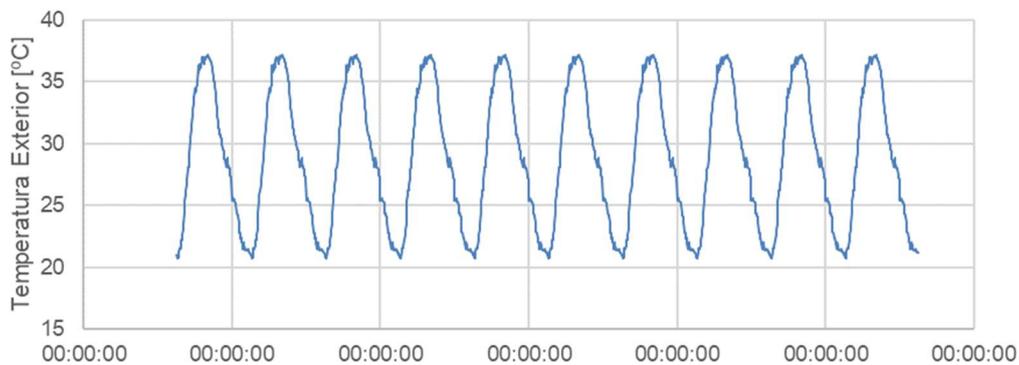


Figura 29. Temperatura exterior para el día de diseño

3.4.2 Modelo nocturno

Conociendo el modelo térmico en régimen permanente y la geometría óptima que maximiza el calor absorbido durante el día, se convierte en algo sencillo integrar el funcionamiento diurno al nocturno anterior. Durante el día la chimenea solar absorbe el calor que recibe de la radiación solar incidente en la capa exterior, calentando las superficies. En las horas nocturnas cuando la chimenea comienza su funcionamiento, el aire que entra en la chimenea es calentado por convección, generando un cambio de temperatura en el aire y por tanto de densidades, así como el descenso de la temperatura del hormigón.

En este estudio, se establecerá un periodo temporal de 10min, donde en cada instante de tiempo se obtendrán los resultados de temperatura, velocidad, tiro generado y calor transferido. Las ecuaciones de modelización térmica serán las mismas empleadas en el régimen permanente. Como diferencias se encuentra la definición del coeficiente de dilatación (β), que pasa a establecerse como el inverso de la temperatura de entrada. Este comportamiento queda modelado con las siguientes ecuaciones.

-Transferencia de calor - Funcionamiento nocturno

$$Q_{noche} = h_c \cdot A \cdot (T_{h_{i-1}} - T_{fluido})$$

$$Q_{noche} = q_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (T_{sal} - T_{ent})$$

Siendo,

Q_{noche} : Transferencia de calor en el periodo nocturno (W)

$T_{h_{i-1}}$: Temperatura del hormigón en el instante anterior (°C)

-Transferencia de calor - Funcionamiento diurno

$$Q_{día} = m_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{h_i} - T_{h_{i-1}})$$

$$Q_{día} = (Q_{abs} \cdot H) - Q_{noche}$$

Siendo,

Q_{dia} : Transferencia de calor en el periodo diurno (W)

T_{h_i} : Temperatura del hormigón en el instante de estudio (°C)

Q_{abs} : Calor absorbido procedente de la radiación solar (W)

La condición inicial de temperatura del hormigón será establecida mediante la repetición del modelo 10 veces empleando los valores meteorológicos del día de diseño. Esto provoca que el hormigón sea calentado y enfriado durante 10 días con las mismas condiciones, permitiendo establecer una temperatura inicial correcta.

3.5 Influencia de la altura en la temperature de salida

El análisis de sensibilidad realizado para el régimen permanente concluyó que con una altura de 5m los valores de radiación absorbida eran mayores que con altura de 4m, lo que lleva a pensar que, a mayor altura, mayor radiación absorbida, traduciéndose posteriormente en el funcionamiento nocturno en un mayor tiro generado. Es decir, a mayor altura, mejor comportamiento. Sin embargo, en primer lugar, se pensaría que aumentar la altura de forma indefinida no sería rentable económicamente y que por tanto existiría un punto de inflexión donde el aumento de altura y por tanto de tiro, no generaría ningún beneficio al provocar un elevado coste económico en la estructura de la chimenea. Para comprobar este comportamiento, se emplea el modelo cuasidinámico definido anteriormente, donde integrando el funcionamiento día-noche es posible estudiar la evolución de temperaturas del hormigón y aire, así como velocidad y diferencia de presiones generada.

Para ello, se realizan 8 casos con misma geometría, correspondiente a la geometría óptima definida anteriormente, es decir, 0.6m de ancho y 0.08m de separación entre lamas, y altura variable desde 2 hasta 10m, altura demasiado elevada para la inclusión de la estructura en los edificios reales, pero que, sin embargo, sirve de altura máxima para realizar el estudio. En la Figura 30, se puede observar la evolución de la temperatura de salida del aire durante la noche, para las distintas alturas. Como puede observarse para las primeras horas, la temperatura de salida toma valores lejanos a la temperatura de entrada en el instante a estudio, además de diferenciarse entre las distintas alturas. A medida que transcurren las horas la temperatura de salida, se asemeja a la temperatura de entrada, provocado por el enfriamiento de la capa interna que corresponde al hormigón. Sin embargo, es notable como las temperaturas de salida para las distintas alturas, se asemejan en gran medida pasadas las tres primeras horas de funcionamiento.

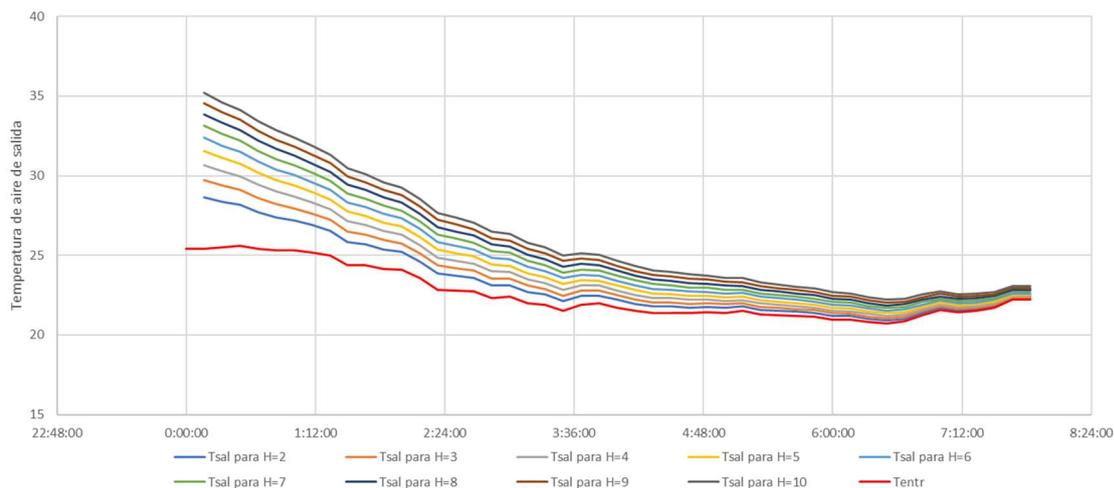


Figura 30. Evolución de la temperatura de salida del aire [Elaboración propia]

Si se representa la temperatura del aire de salida en el último instante de tiempo para las nueve alturas en estudio (Figura 31), puede observarse como toman valores muy parecidos, siendo de 22.3°C para una altura de 2 metros y de 23.06°C para 10 metros. Es decir, con un aumento de la altura de chimenea de 5 veces la altura inicial, la temperatura de salida no llega a alcanzar un grado de diferencia.

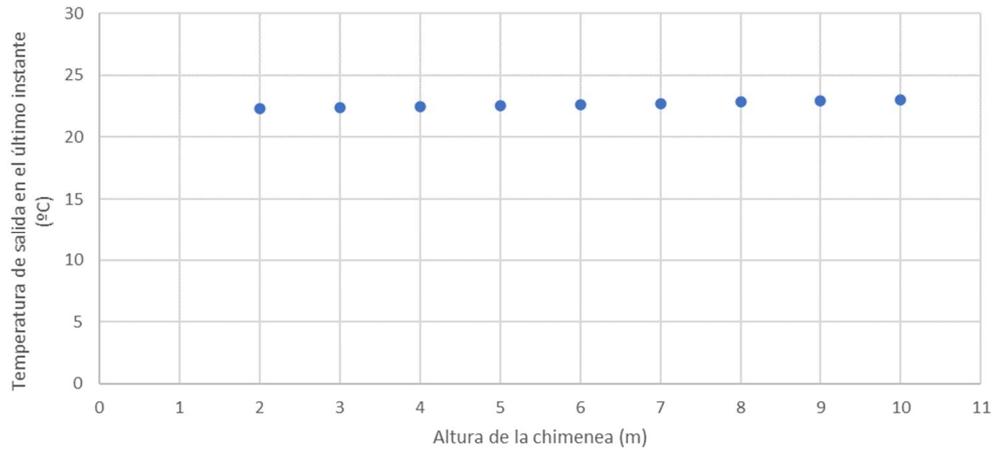


Figura 31. Variación de la temperatura de salida en función de la altura de la chimenea [Elaboración propia]

La chimenea solar, por tanto, trabaja de la misma manera en los primeros metros y los posteriores no provocarán gran cambio en el tiro generado, provocando únicamente un aumento considerable del coste inicial, sin provocar apenas beneficio. Esto pone de manifiesto, la necesidad de realizar un estudio en mayor profundidad que permita modelar el comportamiento térmico que permita mejorar la eficiencia de este. Para ello, se presenta en el siguiente apartado un modelo discretizado que permite estudiar la chimenea por tramos y por tanto realizar un estudio de mayor exactitud.

4 ESTUDIO PARAMÉTRICO

Para realizar un estudio en mayor detalle se presenta un modelo discretizado que permite dividir la chimenea en distintos tramos. Con esto, se conseguirá evaluar las variables de diseño, como son la velocidad y el tiro generado, así como el resto de las variables que definen el modelo. Se empleará el modelo en régimen nocturno con el objetivo de valorar la influencia de la discretización del modelo en el comportamiento térmico de la chimenea durante su uso. Se realizarán modificaciones del modelo que establecerán el modelo térmico final que consiga una evaluación global del comportamiento de la chimenea solar.

4.1 Influencia de la discretización en las variables de diseño. Primeros pasos

Para evaluar la influencia de la discretización en las variables de diseño, se emplea el modelo en régimen permanente en funcionamiento nocturno, con el objetivo de facilitar el procedimiento de cálculo y por tanto el entendimiento de los resultados. La altura definida de la chimenea será aquella que se ha definido como óptima en el estudio de sensibilidad, siendo 5m. La temperatura del hormigón inicial será la misma en todos los tramos. Además, se utilizará la temperatura media del aire a cada altura del canal, es decir, que los efectos producidos por la diferencia de temperaturas entre dos puntos ubicados a la misma altura en el aire del canal, son despreciables [63].

Para la evaluación de la influencia de la discretización se analizan 4 casos. El primero de ellos será con una discretización única, de un solo tramo, donde el coeficiente de película es desacoplado del problema y toma un valor medio calculado de 2.45 W/m²K. El segundo caso, será similar al primero, pero con el coeficiente de película acoplado al problema, siendo por tanto variable a estudio. El tercer y cuarto caso, será una discretización en 2 y 5 tramos, ambos considerando coeficiente de película acoplado.

La temperatura exterior empleada para el modelo y por tanto la temperatura de entrada de aire a la chimenea solar es de 25°C. Los valores de geometría serán los establecidos en el análisis de sensibilidad como óptimo que maximiza el calor absorbido a lo largo del día. La velocidad será calculada como aquella que hace nula la diferencia entre la pérdida de carga calculada como diferencia de densidad y la calculada como suma de sus componentes. La ecuación que modela la transferencia de calor por convección entre el aire y el hormigón será definida como:

$$Q_{noche} = h_c \cdot A \cdot (T_{hi} - T_{flui})$$

A su vez, para cada discretización, se evaluará la influencia de la variación de la temperatura en las variables de diseño. Para ello, se establecen temperaturas de hormigón desde 40°C hasta 60°C.

El estudio muestra que, para una misma discretización, a medida que aumenta la temperatura del hormigón, aumentan las variables de diseño, es decir, velocidad y tiro generado, así como el calor transferido y la temperatura final de aire y de hormigón. El coeficiente de película acoplado al problema permite calcular con mayor exactitud la variación de las variables de diseño. A igualdad de temperatura inicial del hormigón, el aumento en la discretización refleja valores mayores de temperaturas, pero menores de velocidad. Las Tablas resultados se muestran en el Anexo.

4.2 Influencia de la discretización en detalle

La chimenea solar, como se ha ido definiendo a lo largo del documento, está formada por dos capas exterior e interior, que forma una cámara de aire por la que circula el aire proveniente de un espacio en el interior del edificio. El flujo de aire dentro de la cámara se produce como consecuencia de la diferencia de densidades provocada por el aumento de temperatura que sufre el aire al entrar en contacto con las superficies que han salido calentadas previamente durante el día por la radiación solar. De esta manera, la chimenea solar se asemeja en su totalidad a un elemento de doble envolvente como son los muros Trombe. Por ello, para el presente estudio paramétrico, se realiza una variación en cuanto al cálculo de temperatura comparado con el modelo anteriormente descrito. En este caso, la temperatura media del aire en el interior de la cámara se establecerá como resultado del balance de energía realizado en la cámara de aire. Así queda definida como:

$$T_{fluido} = T_{\infty} + \frac{(T_{\infty} - T_{ent})}{H} \cdot \frac{q_{aire} \cdot C_p}{h_c \cdot P} \left(e^{-\frac{h \cdot P}{q_{aire} \cdot C_p} H} - 1 \right)$$

Siendo,

T_{∞} : La temperatura media ponderada de las superficies. En este caso se tomará igual a la temperatura del hormigón (°C)

P: Perímetro del canal (m)

La temperatura de salida definida del mismo modo queda:

$$T_{salida} = T_{\infty} - (T_{\infty} - T_{ent}) \cdot e^{-\frac{h_c \cdot P}{q_{aire} \cdot C_p} H}$$

La velocidad será aquella que hace nula la diferencia entre los cálculos de la diferencia de presiones. Por último, a tener en cuenta, el coeficiente de fricción será calculado en este caso como lo definió Petukhov en 1970.

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

Se realizan 3 escenarios, donde la discretización varía en todas ellas desde 1 tramo de 5m, hasta 50 tramos de 0.1m. En cada caso será modificada una de las variables del modelo con el objetivo de analizar su influencia en el comportamiento térmico de la chimenea solar. Tener en cuenta para el correcto entendimiento de los resultados que se entiende por “imbalance” como aquel valor que toma la diferencia entre la diferencia de presiones calculada como diferencia de densidades y la calculada como suma de sus componentes.

4.2.1 Escenario 1

-Consideraciones:

- Modelo nocturno.
- Altura de chimenea: 5m.
- Temperatura del hormigón inicial de 60°C, igual en todos los tramos.
- Discretizaciones: 1 tramo (5m), 2 tramos (2.5m cada uno), 5 tramos (1m cada uno), 10 tramos (0.5m cada uno), 20 tramos (0.25m), 50 tramos (0.1m)

-Variaciones:

- Imbalance: Impuesto igual a 0.00001. Caudal variable en cada discretización
- Coeficiente de película: Impuesto igual a 3.39 (Escenario 1.1) e igual a 5.25 (Escenario 1.2)

4.2.1.1 Resultados Escenario 1.1

El caudal permanece prácticamente constante a lo largo de las distintas discretizaciones. Se observa como para las discretizaciones de 1 y 2 tramos, los valores de caudal son ligeramente mayores, sin embargo, a medida que aumenta el número de tramos permanece constante.

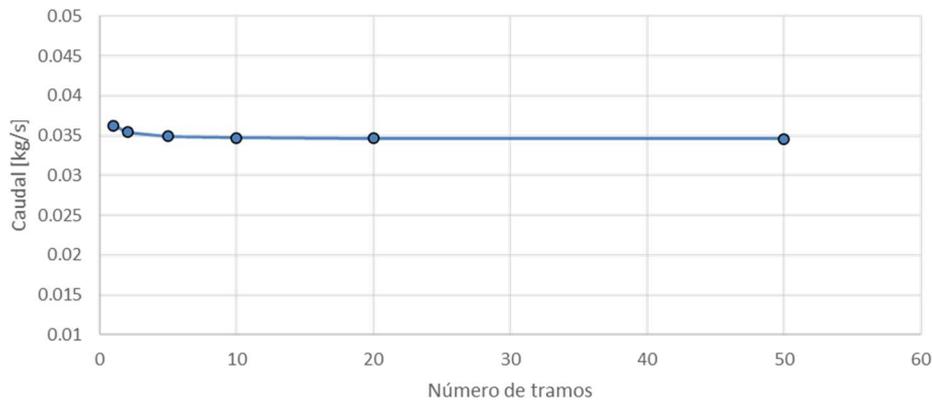


Figura 32. Variación del caudal en el escenario 1.1

El tiro generado en la chimenea presenta un comportamiento similar al caudal. Disminuye ligeramente en las primeras divisiones, permaneciendo constante con el aumento de la discretización.

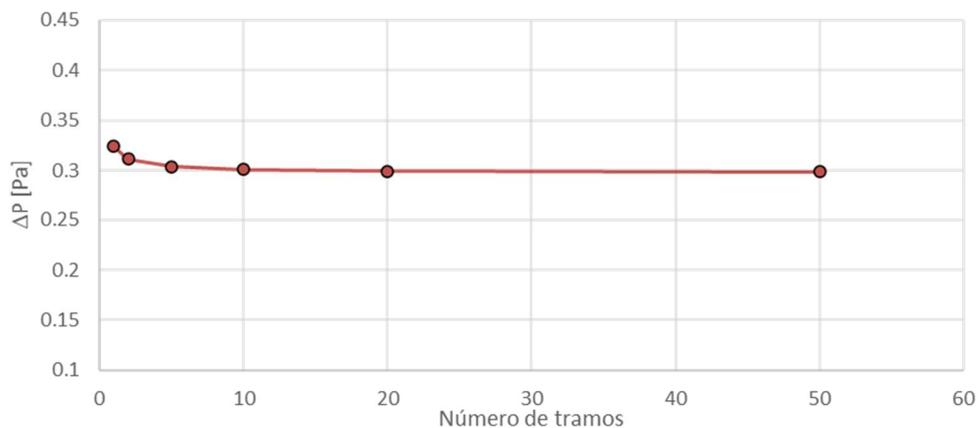


Figura 33. Variación del tiro en el escenario 1.1

La temperatura de salida del aire y final del hormigón, presentan un comportamiento inverso. Para las primeras discretizaciones, la temperatura aumenta ligeramente para después permanecer constante.

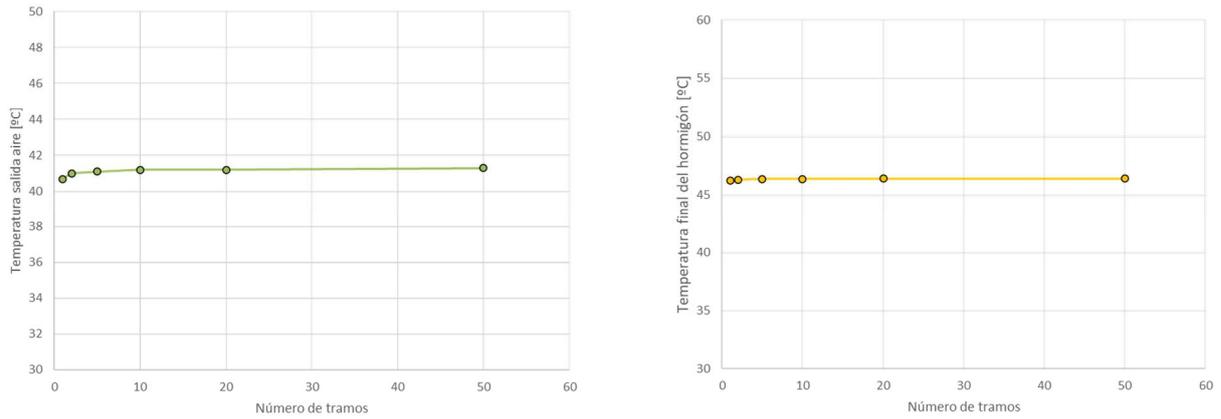


Figura 34. Variación de las temperaturas en el escenario 1.1

4.2.1.2 Resultados Escenario 1.2

Para un coeficiente de película mayor, los resultados obtenidos muestran una mayor variabilidad en los valores para discretizaciones por debajo de los 10 tramos. En el caso particular del tiro generado en la chimenea, la variación para discretizaciones desde 1 tramo hasta 10 es elevada, manifestando un problema en la resolución del modelo para las condiciones impuestas.

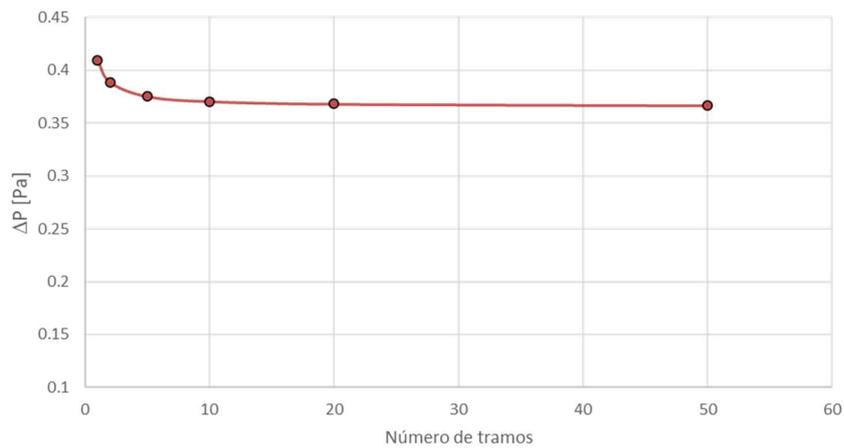


Figura 35. Variación del tiro en el escenario 1.2

La totalidad de los resultados se muestran en el Anexo.

4.2.2 Escenario 2

Consideraciones:

- Modelo nocturno.
- Altura de chimenea: 5m.
- Temperatura del hormigón inicial de 60°C, igual en todos los tramos.
- Discretizaciones: 1 tramo (5m), 2 tramos (2.5m cada uno), 5 tramos (1m cada uno), 10 tramos (0.5m cada uno), 20 tramos (0.25m), 50 tramos (0.1m)

Variaciones:

- Imbalance: Impuesto igual a 0.00001. Caudal variable en cada discretización
- Coeficiente de película: Variable (Acoplado en función del Nu)

4.2.2.1 Resultados Escenario 2

Los resultados en el escenario 2, muestra una mayor discontinuidad de los resultados sin conseguir un valor constante. A medida que aumenta el número de tramos, aumenta el valor de la variable estudiada. Además, el comportamiento del tiro generado y caudal es inverso al manifestado en los escenarios anteriores. El coeficiente de película presenta un aumento sustancial de su valor con el aumento de la discretización.

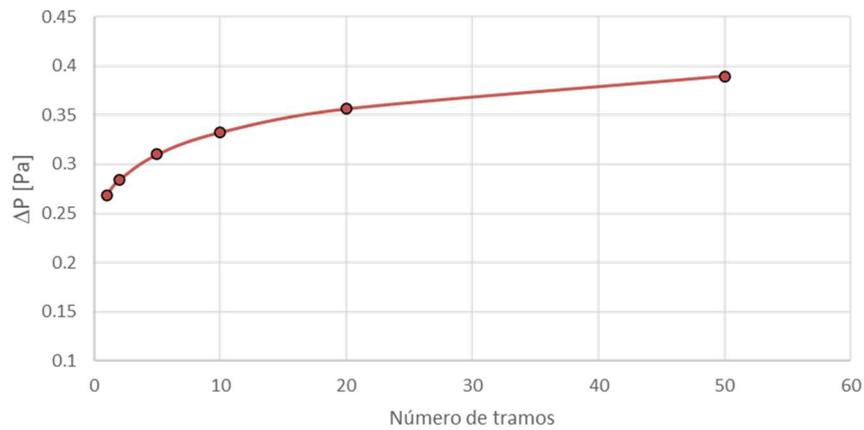


Figura 36. Variación del tiro en el Escenario 2

La totalidad de los resultados se muestran en el Anexo.

4.2.3 Escenario 3

Consideraciones:

- Modelo nocturno.
- Altura de chimenea: 5m.
- Temperatura del hormigón inicial de 60°C, igual en todos los tramos.
- Discretizaciones: 1 tramo (5m), 2 tramos (2.5m cada uno), 5 tramos (1m cada uno), 10 tramos (0.5m cada uno), 20 tramos (0.25m), 50 tramos (0.1m)

Variaciones:

- Imbalance: Variable. Caudal: Constante (igual al promedio de los casos anteriores)
- Coeficiente de película: Variable (Acoplado en función del Nu)

4.2.3.1 Resultados Escenario 3

Los resultados obtenidos en el escenario 3, son muy similares al obtenido en el escenario 2. En este caso el caudal permanece constante como imposición del modelo, sin embargo, el tiro generado presenta una variación sustancial a medida que aumenta la discretización. Lo mismo le ocurre al coeficiente de película y a las temperaturas finales de hormigón y salida del aire.

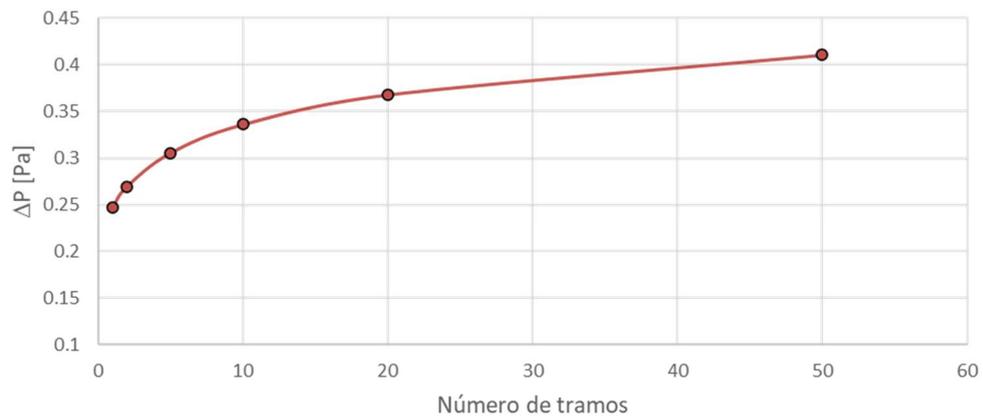


Figura 37 Variación del tiro en el Escenario 3

La totalidad de los resultados se muestran en el anexo.

Como resumen de los resultados obtenidos, se presentan a continuación las modificaciones de cada escenario, así como una tabla con la variación numérica de las variables mostrando el mínimo y el máximo alcanzado para las distintas discretizaciones.

- Escenario 1.1: Imbalance impuesto/Caudal variable en función de la discretización, h impuesto=3.39.
- Escenario 1.2: Imbalance impuesto/Caudal variable en función de la discretización, h impuesto=5.25.
- Escenario 2: Imbalance impuesto/Caudal variable en función de la discretización, h variable.
- Escenario 3: Imbalance variable/Caudal constante en cada discretización, h variable.

Escenario	Caudal (kg/s)	Tiro (Pa)	Temp. Salida aire último tramo (°C)	Temp. Final hormigón promedio (°C)
1.1	0.034-0.036	0.299-0.324	40.7-41.3	46.23-46.40
1.2	0.038-0.041	0.367-0.409	44.4-45.2	40.57-41.01
2	0.032-0.040	0.268-0.389	38.2-46.5	39.07-49.62
3	0.036	0.247-0.41	37.2-47.7	40.15-49.35

Tabla 10. Intervalo de valores para los 4 escenarios del estudio paramétrico

Esto pone de manifiesto que el aumento del número de tramos para el estudio del comportamiento térmico de la chimenea es esencial para conseguir resultados más exactos. Sin embargo, a partir de una discretización de 10 tramos, los valores son prácticamente constantes. La discretización óptima será 20 tramos, obteniendo resultados precisos sin aumentar en gran medida el peso computacional. Por otra parte, se ha observado la gran influencia de la definición del coeficiente de película, convirtiendo el problema en un comportamiento con mayor variación. Mantener el caudal constante, que sería el caso real en el que se tuviera como dato el caudal que busca ser ventilado para cumplir con las normativas, presenta un comportamiento con variaciones, aunque mejora el escenario 2 donde el caudal era variable.

Se realiza finalmente el estudio de la influencia en las variables de diseño, la variación del paso del tiempo en la simulación del modelo térmico. Para ello, se realiza la simulación de 4 horas de funcionamiento cada 5min, 10min, 30min y 1 hora. Los resultados muestran que el diseño óptimo final del modelo térmico sería para 10 minutos y 20 tramos de discretización. Estableciendo estos valores, se presentan a continuación la variación con el tiempo del caudal y el tiro generado en la chimenea. Como puede observarse, a medida que avanza el tiempo, la temperatura del hormigón irá disminuyendo lo que provocará que la diferencia de temperatura entre el aire que entra y la de la superficie caliente es menor, provocando una menor diferencia de densidades y por tanto menor tiro y menor caudal. De nuevo durante el día el hormigón volvería a alcanzar la temperatura máxima gracias al diseño presentado y volverá a repetirse el comportamiento nocturno.

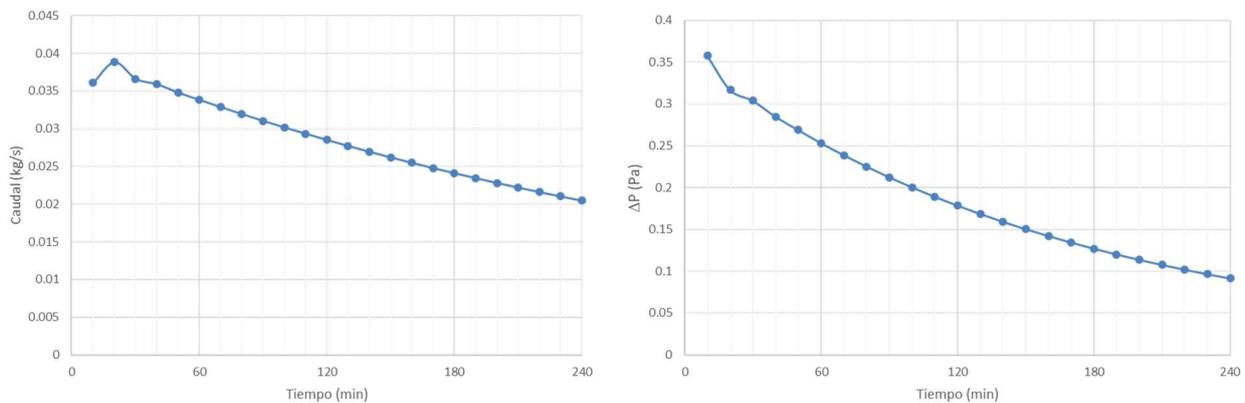


Figura 38. Variación del caudal y tiro generado con el tiempo

5 PROTOTIPO DISEÑADO

Para continuar el estudio numérico realizado en el marco del proyecto, se realiza el diseño de un prototipo virtual siguiendo las dimensiones y especificaciones que han sido seleccionadas durante el análisis del modelo térmico. Para ello la propuesta de fabricación de la chimenea solar consiste en una chimenea vertical de 5m de alto, con una sección de entrada de 50cm. Está formada por 9 lamas además de la capa exterior e interior de la chimenea. Cada lama cuenta con un grosor de 4cm, con una separación de 6cm, haciendo un total de 104cm. El esquema de fabricación propuesto se muestra en la Figura 39.

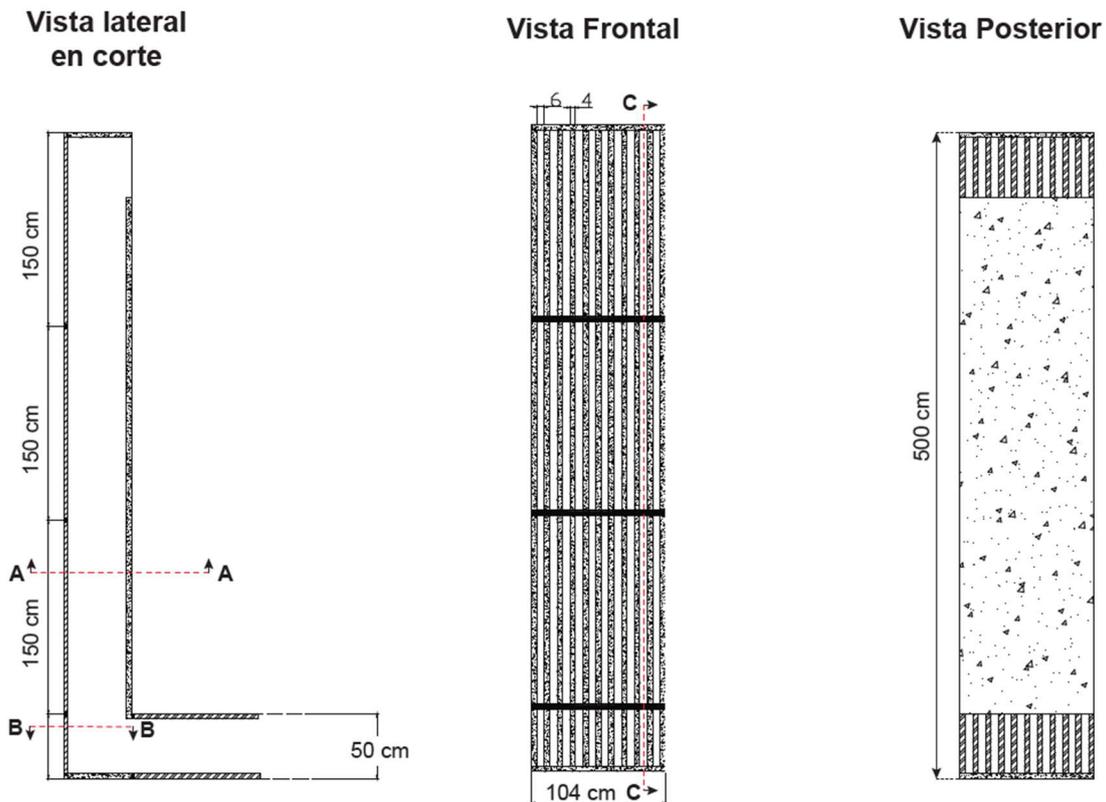


Figura 39. Esquema de fabricación de chimenea solar

El vidrio empleado sería un vidrio doble bajo emisivo (6/12/6 o 6/15/6) situado en la cara exterior, la que recibiría la radiación solar exterior. El hormigón empleado sería hormigón 40Mpa con fibras de polipropileno. El ancho del canal de circulación sería de 50cm.

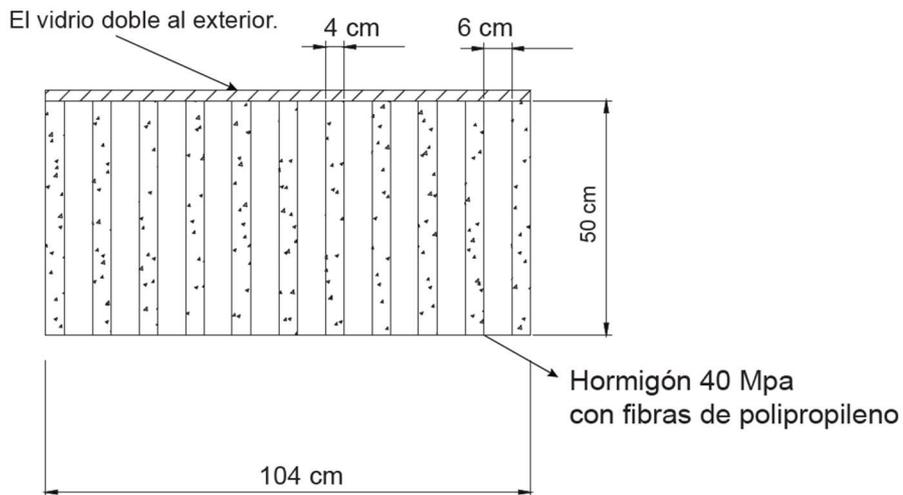


Figura 40. Vista en corte b-b

El diseño final del conducto de circulación de aire se visualizaría de forma completa con el corte C-C. En el puede observarse la sección de entrada y de salida, así como la situación del vidrio en la cara exterior que recibe la radiación.

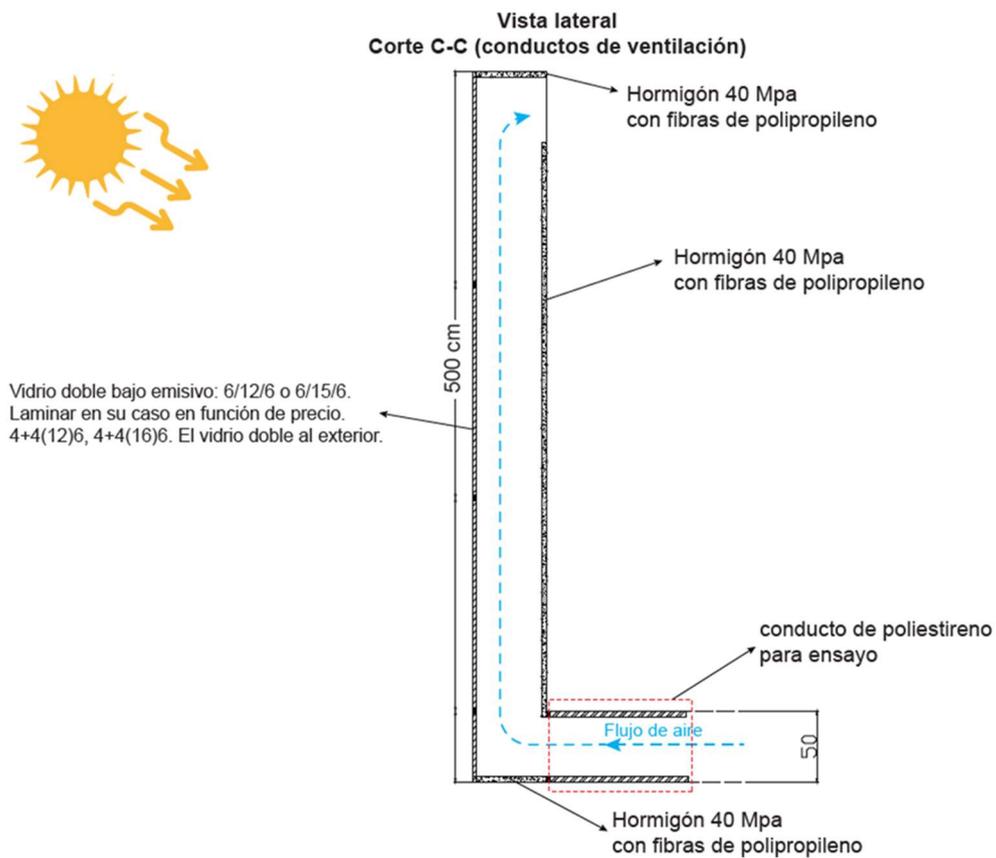


Figura 41. Vista lateral

6 CONCLUSIONES

En el presente documento se ha realizado el diseño y análisis de una solución innovadora de chimenea solar que permite maximizar la radiación solar capturada durante el día y realizar de forma óptima ventilación nocturna en las horas finales del día. Su diseño permite maximizar la captación solar a través del aumento del área de transferencia con la inclusión de aletas dentro del conducto permitiendo aumentar el tiro generado. Las dimensiones de la solución presentada, así como el número de aletas se han seleccionado siguiendo los resultados del análisis de sensibilidad priorizando el diseño que maximice la radiación total absorbida intrada durante el día. Así se obtienen unas dimensiones de 0.6m de ancho, separación entre lamas de 0.08m, con 10 lamas y 9 canales para 5m de alto. Con esto, la radiación total absorbida es de 20.17 kW/m. Conociendo el diseño se ha analizado el modelo térmico en distintas fases. Con esto se obtienen los resultados del caudal ventilado, así como la velocidad del flujo de aire en un modelo cuasidinámico integrado día-noche. Posteriormente, se realiza un estudio paramétrico que permite conocer los efectos de las distintas variables en los resultados del modelo térmico. Se analiza la influencia de la discretización del modelo, así como la variación de la constante de tiempo. Finalmente, se presenta el proyecto de construcción del prototipo de la chimenea solar propuesta siguiendo los resultados del estudio realizado.

REFERENCIAS

- [1] IEA, “World Energy Outlook 2019 エグゼクティブサマリー,” *World Energy Outlook 2019*, p. 1, 2019, [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019%0Ahttps://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019%0Ahttps://webstore.iea.org/download/summary/2467?fileName=Japanese-Summary-WEO2019.pdf>.
- [2] J. C. León Vázquez, “La chimenea solar : parámetros de diseño de un sistema pasivo generador de movimiento de aire,” 2017, [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/2117/115038>.
- [3] CE, “Energía limpia para todos los europeos,” 2016.
- [4] UE, “La eficiencia energética,” 2020. [Online]. Available: <https://www.europarl.europa.eu/factsheets/es/sheet/69/la-eficiencia-energetica>.
- [5] CE, “Evaluación de impacto de la modificación de la Directiva relativa a la eficiencia energética de los edificios, SWD(2016) 414,” 2016.
- [6] M. Gallegos *et al.*, “Cómo afrontar la pandemia del Coronavirus (Covid-19) en las Américas: recomendaciones y líneas de acción sobre salud mental,” *Rev. Interam. Psicol. J. Psychol.*, vol. 54, no. 1, p. e1304, 2020, doi: 10.30849/ripijp.v54i1.1304.
- [7] IEA, “World Energy Outlook 2021,” 2021. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2021/overview>.
- [8] K. Degirmenci, K. C. Desouza, W. Fieuw, R. T. Watson, and T. Yigitcanlar, “Understanding policy and technology responses in mitigating urban heat islands: A literature review and directions for future research,” *Sustain. Cities Soc.*, vol. 70, no. March, p. 102873, 2021, doi: 10.1016/j.scs.2021.102873.
- [9] A. Khan *et al.*, “GLOBAL URBAN HEAT ISLAND MITIGATION: TRENDS , IMPACTS , STRATEGIES , AND TECHNOLOGIES,” pp. 5–6.
- [10] M. Santamouris, “Cooling the cities - A review of reflective and green roof mitigation technologies to fight heat island and improve comfort in urban environments,” *Sol. Energy*, vol. 103, pp. 682–703, 2014, doi: 10.1016/j.solener.2012.07.003.
- [11] O. Klein and J. Schlenger, *Room Conditioning*. 2008.
- [12] L. P. Chung, M. H. Ahmad, D. R. Ossen, and M. Hamid, “Effective Solar Chimney Cross Section Ventilation Performance in Malaysia Terraced House,” *Procedia - Soc. Behav. Sci.*, vol. 179, pp. 276–289, 2015, doi: 10.1016/j.sbspro.2015.02.431.
- [13] E. Kükrer and N. Eskin, “Effect of design and operational strategies on thermal comfort and productivity in a multipurpose school building,” *J. Build. Eng.*, vol. 44, no. April, 2021, doi: 10.1016/j.jobe.2021.102697.
- [14] Mc. C. Guerrero Delgado, J. Sánchez Ramos, and S. Álvarez Domínguez, “Using the sky as heat sink: Climatic applicability of night-sky based natural cooling techniques in Europe,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 225, no. July, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113424.
- [15] S. Álvarez, “Asignatura de Ahorro en Demanda Energética.” 2019.
- [16] X. Sui, Z. Tian, H. Liu, H. Chen, and D. Wang, “Field measurements on indoor air quality of a residential building in Xi’an under different ventilation modes in winter,” *J. Build. Eng.*, vol. 42, no. 75, p. 103040, 2021, doi: 10.1016/j.jobe.2021.103040.
- [17] Z. Bakó-Biró, D. J. Clements-Croome, N. Kochhar, H. B. Awbi, and M. J. Williams, “Ventilation rates in schools and pupils’ performance,” *Build. Environ.*, vol. 48, no. 1, pp. 215–223, 2012, doi: 10.1016/j.buildenv.2011.08.018.

- [18] S. Barbhuiya¹, S. Barbhuiya, and H. Nikraz, "Thermal comfort and energy use in UK school buildings," *Int. J. Struct. Civ. Eng. Res.*, vol. 2, no. 1, 2013.
- [19] P. Op't Veld, "Introduction to EC RESHYVENT–EU cluster project on demand controlled hybrid ventilation for residential buildings," *Build. Environ.*, vol. 43, no. 8, pp. 1342–1349, Aug. 2008, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2007.01.043.
- [20] Z. Peng, W. Deng, and R. Tenorio, "An integrated low-energy ventilation system to improve indoor environment performance of school buildings in the cold climate zone of China," *Build. Environ.*, vol. 182, no. May, p. 107153, 2020, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.107153.
- [21] Y. Zhao, H. Sun, and D. Tu, "Effect of mechanical ventilation and natural ventilation on indoor climates in Urumqi residential buildings," *Build. Environ.*, vol. 144, no. August, pp. 108–118, 2018, doi: 10.1016/j.buildenv.2018.08.021.
- [22] T. Kuczyński, A. Staszczuk, M. Gortych, and R. Stryjski, "Effect of thermal mass, night ventilation and window shading on summer thermal comfort of buildings in a temperate climate," *Build. Environ.*, vol. 204, no. July, 2021, doi: 10.1016/j.buildenv.2021.108126.
- [23] R. Yao, B. Li, K. Steemers, and A. Short, "Assessing the natural ventilation cooling potential of office buildings in different climate zones in China," *Renew. Energy*, vol. 34, no. 12, pp. 2697–2705, 2009.
- [24] M. Santamouris, A. Sfakianaki, and K. Pavlou, "On the efficiency of night ventilation techniques applied to residential buildings," *Energy Build.*, vol. 42, no. 8, pp. 1309–1313, 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.02.024.
- [25] V. Olgyay, *Arquitectura y clima Manual de diseño bioclimático para arquitectos y urbanistas*. 2008.
- [26] S. Asadi, M. Fakhari, R. Fayaz, and A. Mahdavi-parsa, "The effect of solar chimney layout on ventilation rate in buildings," *Energy Build.*, vol. 123, pp. 71–78, 2016.
- [27] H. Jing, Z. Chen, and A. Li, "Experimental study of the prediction of the ventilation flow rate through solar chimney with large gap-to-height ratios," *Build. Environ.*, vol. 89, pp. 150–159, 2015.
- [28] Z. D. Chen, P. Bandopadhyay, J. Halldorsson, C. Byrjalsen, P. Heiselberg, and Y. Li, "An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux," *Build. Environ.*, vol. 38, no. 7, pp. 893–906, 2003, doi: 10.1016/S0360-1323(03)00057-X.
- [29] N. K. Bansal, R. Mathur, and M. S. Bhandari, "Solar chimney for enhanced stack ventilation," *Build. Environ.*, vol. 28, no. 3, pp. 373–377, 1993.
- [30] G. S. Barozzi, M. S. E. Imbabi, E. Nobile, and A. C. M. Sousa, "Physical and numerical modelling of a solar chimney-based ventilation system for buildings," *Build. Environ.*, vol. 27, no. 4, pp. 433–445, 1992, doi: 10.1016/0360-1323(92)90042-N.
- [31] G. Gan and S. B. Riffat, "A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 18, no. 12, pp. 1171–1187, 1998, doi: 10.1016/S1359-4311(97)00117-8.
- [32] A. M. Rodrigues, A. C. da Piedade, A. Lahellec, and J. Y. Grandpeix, "Modelling natural convection in a heated vertical channel for room ventilation," *Build. Environ.*, vol. 35, no. 5, pp. 455–469, 2000.
- [33] H. B. Awbi, "Design considerations for naturally ventilated buildings," *Renew. Energy*, vol. 5, no. 5–8, pp. 1081–1090, 1994.
- [34] M. Sandberg, "Cooling of Building Integrated Photovoltaics by Ventilation Air," in *First International One day Forum Nat. Hybrid Ventilation*, 1999, pp. 1–10.
- [35] C. Afonso and A. Oliveira, "Solar chimneys: Simulation and experiment," *Energy Build.*, vol. 32, no. 1, pp. 71–79, 2000, doi: 10.1016/S0378-7788(99)00038-9.
- [36] K. S. Ong, "A mathematical model of a solar chimney," *Renew. Energy*, vol. 28, no. 7, pp. 1047–1060, 2003, doi: 10.1016/S0960-1481(02)00057-5.

- [37] K. S. Ong and C. C. Chow, "Performance of a solar chimney," *Sol. Energy*, vol. 74, no. 1, pp. 1–17, 2003, doi: 10.1016/S0038-092X(03)00114-2.
- [38] N. K. Bansal, J. Mathur, S. Mathur, and M. Jain, "Modeling of window-sized solar chimneys for ventilation," *Build. Environ.*, vol. 40, no. 10, pp. 1302–1308, 2005, doi: 10.1016/j.buildenv.2004.10.011.
- [39] D. J. Harris and N. Helwig, "Solar chimney and building ventilation," *Appl. Energy*, vol. 84, no. 2, pp. 135–146, 2007, doi: 10.1016/j.apenergy.2006.07.001.
- [40] J. Martí-Herrero and M. R. Heras-Celemin, "Dynamic physical model for a solar chimney," *Sol. Energy*, vol. 81, no. 5, pp. 614–622, 2007, doi: 10.1016/j.solener.2006.09.003.
- [41] R. Bassiouny and N. S. A. Koura, "An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation," *Energy Build.*, vol. 40, no. 5, pp. 865–873, 2008, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.06.005.
- [42] E. P. Sakonidou, T. D. Karapantsios, A. I. Balouktsis, and D. Chassapis, "Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow," *Sol. Energy*, vol. 82, no. 1, pp. 80–94, 2008, doi: 10.1016/j.solener.2007.03.001.
- [43] B. Zamora and A. S. Kaiser, "Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 4, pp. 762–769, 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.04.010.
- [44] K. H. Lee and R. K. Strand, "Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney," *Energy Build.*, vol. 41, no. 6, pp. 615–621, 2009, doi: 10.1016/j.enbuild.2008.12.006.
- [45] L. Shi and G. Zhang, "An empirical model to predict the performance of typical solar chimneys considering both room and cavity configurations," *Build. Environ.*, vol. 103, pp. 250–261, 2016, doi: 10.1016/j.buildenv.2016.04.024.
- [46] M. A. Hosien and S. M. Selim, "Effects of the geometrical and operational parameters and alternative outer cover materials on the performance of solar chimney used for natural ventilation," *Energy Build.*, vol. 138, pp. 355–367, 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2016.12.041.
- [47] A. B. Kasaeian, S. Molana, K. Rahmani, and D. Wen, "A review on solar chimney systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 954–987, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.09.081.
- [48] L. Moosavi, M. Zandi, and M. Bidi, "Experimental study on the cooling performance of solar-assisted natural ventilation in a large building in a warm and humid climate," *J. Build. Eng.*, vol. 19, no. April, pp. 228–241, 2018, doi: 10.1016/j.job.2018.04.026.
- [49] L. Shi, G. Zhang, W. Yang, D. Huang, X. Cheng, and S. Setunge, "Determining the influencing factors on the performance of solar chimney in buildings," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 88, no. September 2017, pp. 223–238, 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.02.033.
- [50] R. Vargas-López *et al.*, "Mathematical models of solar chimneys with a phase change material for ventilation of buildings: A review using global energy balance," *Energy*, vol. 170, pp. 683–708, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.12.148.
- [51] C. Jiménez-Xamán *et al.*, "Solar chimneys with a phase change material for buildings: An overview using CFD and global energy balance," *Energy Build.*, vol. 186, pp. 384–404, 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.01.014.
- [52] Y. Hou, H. Li, and A. Li, "Experimental and theoretical study of solar chimneys in buildings with uniform wall heat flux," *Sol. Energy*, vol. 193, no. July, pp. 244–252, 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.09.061.
- [53] A. T. Layeni, M. A. Waheed, B. A. Adewumi, B. O. Bolaji, C. N. Nwaokocha, and S. O. Giwa, "Computational modelling and simulation of the feasibility of a novel dual purpose solar chimney for power generation and passive ventilation in buildings," *Sci. African*, vol. 8, p. e00298, 2020, doi: 10.1016/j.sciaf.2020.e00298.
- [54] M. M. Villar-Ramos *et al.*, "Parametric analysis of the thermal behavior of a single-channel solar

- chimney,” *Sol. Energy*, vol. 209, no. August, pp. 602–617, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.08.072.
- [55] Q. Wang, G. Zhang, W. Li, and L. Shi, “External wind on the optimum designing parameters of a wall solar chimney in building,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 42, no. June, p. 100842, 2020, doi: 10.1016/j.seta.2020.100842.
- [56] J. Kong, J. Niu, and C. Lei, “A CFD based approach for determining the optimum inclination angle of a roof-top solar chimney for building ventilation,” *Sol. Energy*, vol. 198, no. October 2019, pp. 555–569, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.01.017.
- [57] L. Shi, A. Ziem, G. Zhang, J. Li, and S. Setunge, “Solar chimney for a real building considering both energy-saving and fire safety – a case study,” *Energy Build.*, vol. 221, p. 110016, 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110016.
- [58] Y. Q. Nguyen and J. C. Wells, “A numerical study on induced flowrate and thermal efficiency of a solar chimney with horizontal absorber surface for ventilation of buildings,” *J. Build. Eng.*, vol. 28, no. November 2019, p. 101050, 2020, doi: 10.1016/j.jobbe.2019.101050.
- [59] S. Sivalakshmi, M. Raja, R. Mahudeswaran, and G. Gowtham, “Materials Today: Proceedings Thermal performance of wall solar chimney integrated with a room under warm and humid conditions,” *Mater. Today Proc.*, no. xxxx, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2020.10.833.
- [60] I. Zavala-Guillén, J. Xamán, G. Álvarez, J. Arce, I. Hernández-Pérez, and M. Gijón Rivera, “Computational fluid dynamics for modeling the turbulent natural convection in a double air-channel solar chimney system,” *Int. J. Mod. Phys.*, vol. 27, no. 08, 2016.
- [61] J. Martí-Herrero, “Caracterización de una chimenea solar a través de parámetros físicos como sistema de ventilación natural,” National Distance Education University, 2006.
- [62] C. S. Soria, “Modelización Cfd De Los Flujos De Calor Y Masa En Cámaras De Aire. Aplicación Al Cálculo De Coeficientes Convectivos Y Flujos De Aire En Fachadas Ventiladas,” 2012.
- [63] Á. Ruiz-Pardo, “Ahorro energético mediante el uso de elementos de doble envolvente transparente-opaco,” *Univ. Sevilla*, 2008.
- [64] T. Palomo, “Protocolo de evaluación del impacto de la iluminación natural para gestión energética,” 2020.

Resultados de la influencia de la discretización

-Caso 1: Variación de las variables de diseño para 1 tramo de 5m y coeficiente de película desacoplado e igual a 2.45 W/m²K mostrado en la Tabla 11.

Th [°C]	Q [W]	Ths [°C]	Tsal [°C]	q_aire [kg/s]	V [m/s]	ΔP [Pa]
60	458.4	47.5	32.6	0.059	1.06	0.73
55	390.4	44.35	31.8	0.056	1.00	0.66
50	322.7	41.2	31.1	0.052	0.93	0.58
45	255.4	38.04	30.2	0.0483	0.85	0.50
40	188.7	34.85	29.3	0.0433	0.76	0.41

Tabla 11. Variación de las variables de diseño. Caso 1.

-Caso 2: Variación de las variables de diseño para 1 tramo de 5m y coeficiente de película acoplado mostrado en Tabla 12.

Th [°C]	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	Tsal [°C]	q_aire [kg/s]	V [m/s]	ΔP [Pa]
60	2.484	462.4	47.34	32.69	0.0600	1.071	0.739
55	2.388	381.2	44.6	31.78	0.0559	0.996	0.653
50	2.279	301.8	41.77	30.84	0.0514	0.913	0.563
45	2.152	226.8	38.81	29.87	0.0463	0.822	0.470
40	1.999	156.8	35.72	28.85	0.0405	0.717	0.372

Tabla 12. Variación de las variables de diseño. Caso 2

-Caso 3: Variación de las variables de diseño para 2 tramos de 2.5m y coeficiente de película acoplado mostrado en las Tablas 13-17.

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
60	1	3.009	303.1	43.47	27.85	1.87	0.1381
60	2	2.434	225.7	47.69	30.34	1.613	0.1181

Tabla 13. Variación de las variables de diseño. Caso 3.1

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
55	1	2.894	249.2	41.41	27.59	1.695	0.1253
55	2	2.36	186.1	44.85	29.84	1.464	0.107

Tabla 14. Variación de las variables de diseño. Caso 3.2

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
50	1	2.763	197.7	39.22	27.3	1.509	0.112
50	2	2.272	147.9	41.93	29.31	1.305	0.096

Tabla 15. Variación de las variables de diseño. Caso 3.3

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
45	1	2.61	148.8	36.88	27	1.309	0.097
45	2	2.166	111.3	38.93	28.74	1.132	0.083

Tabla 16. Variación de las variables de diseño. Caso 3.4

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
40	1	2.425	103.1	34.38	26.7	1.090	0.081
40	2	2.033	76.94	35.8	28.1	0.941	0.069

Tabla 17. Variación de las variables de diseño. Caso 3.5

-Caso 4: Variación de las variables de diseño para 5 tramos de 2.5m y coeficiente de película acoplado mostrados en las Tablas 18-22.

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
60	1	3.795	154.8	38.9	27	1.335	0.0395
60	2	2.862	110.2	44.97	28.8	1.127	0.03312
60	3	3.11	113.3	44.56	30.5	1.142	0.03338
60	4	2.995	102.9	45.97	32.2	1.088	0.03163
60	5	2.981	96.41	46.85	33.9	1.054	0.03045

Tabla 18. Variación de las variables de diseño. Caso 4.1

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
55	1	3.65	127.4	37.63	26.8	1.211	0.03584
55	2	2.795	91.78	42.48	28.4	1.028	0.03024
55	3	3	92.79	42.35	30	1.034	0.03025
55	4	2.899	84.24	43.51	31.5	0.9847	0.02867
55	5	2.877	78.42	44.31	33	0.950	0.02753

Tabla 19. Variación de las variables de diseño. Caso 4.2

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
50	1	3.486	101.1	36.21	26.6	1.079	0.03194
50	2	2.712	73.7	39.95	28.1	0.921	0.02712
50	3	2.875	73.25	40.01	29.5	0.918	0.02691
50	4	2.786	66.35	40.95	30.8	0.874	0.0255
50	5	2.758	61.29	41.64	32.1	0.840	0.0244

Tabla 20. Variación de las variables de diseño. Caso 4.3

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
45	1	3.294	76.24	34.6	26.4	0.937	0.02774
45	2	2.606	56.16	37.34	27.7	0.804	0.0237
45	3	2.728	54.76	37.53	28.9	0.794	0.0233
45	4	2.649	49.39	38.27	30	0.754	0.02204
45	5	2.615	45.17	38.84	31.2	0.721	0.021

Tabla 21. Variación de las variables de diseño. Caso 4.4

Th [°C]	Tramo	hc	Q [W]	Thfinal [°C]	T _{sal} [°C]	V [m/s]	ΔP [Pa]
40	1	3.062	52.94	32.78	26.2	0.780	0.02312
40	2	2.468	39.37	34.63	27.2	0.673	0.01986
40	3	2.548	37.53	34.88	28.2	0.657	0.01933
40	4	2.478	33.57	35.42	29.2	0.621	0.01822
40	5	2.437	30.28	35.87	30.1	0.590	0.01725

Tabla 22. Variación de las variables de diseño. Caso 4.5

Resultados de los diferentes escenarios del estudio paramétrico

Escenario 1.2

Las Figura 42 y Figura 43 muestran la variación de la temperatura del aire de salida de la chimenea solar y el caudal que circula por ella en función del número de tramos para el escenario 1.2, donde se establece el coeficiente de película constante e igual a $5.25 \text{ W/m}^2\text{K}$.

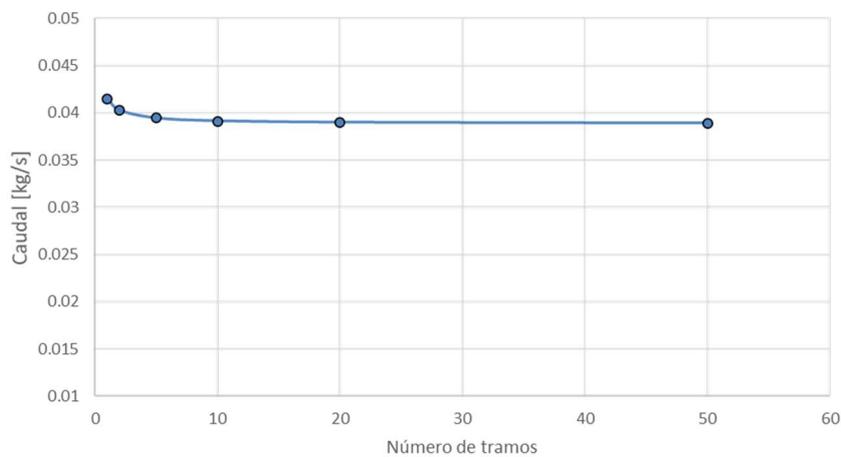


Figura 42. Variación del caudal en el Escenario 1.2

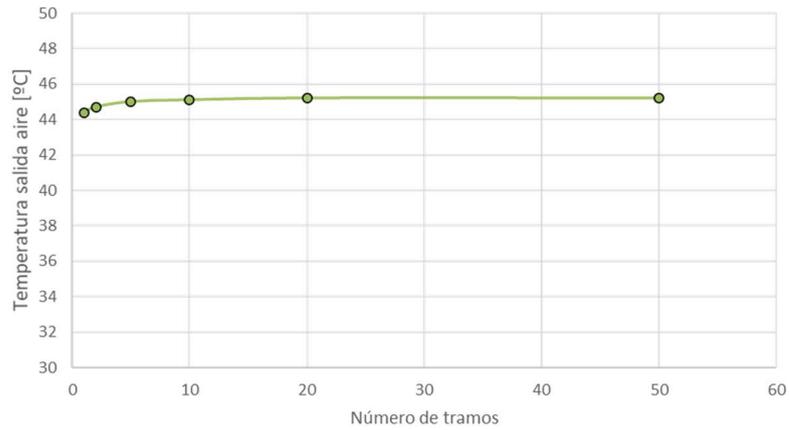


Figura 43. Variación de la temperatura de salida del aire en el Escenario 1.2

La Figura 44 muestra la variación de la temperatura final del hormigón en función del número de tramos para el escenario 1.2, donde se establece el coeficiente de película constante e igual a $5.25 \text{ W/m}^2\text{K}$.

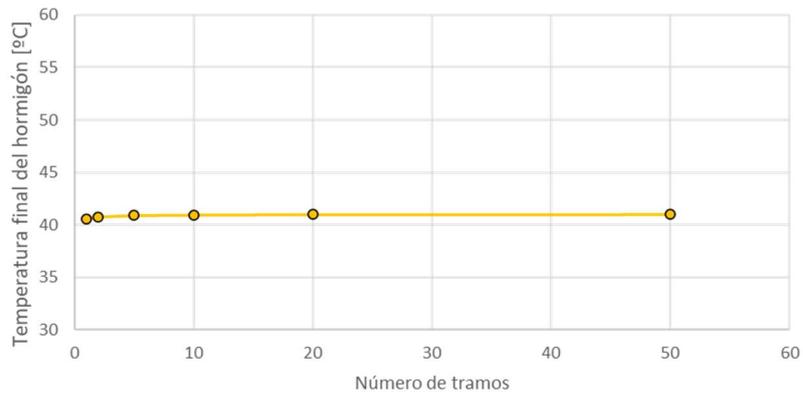


Figura 44. Variación de la temperatura final del hormigón en el Escenario 1.2

Escenario 2

Las Figura 45 y Figura 46 muestran la variación del caudal que circula por la chimenea solar y la variación del coeficiente de película en función del número de tramos para el escenario 2, donde se establece un coeficiente de película variable en función del número de Nusselt.

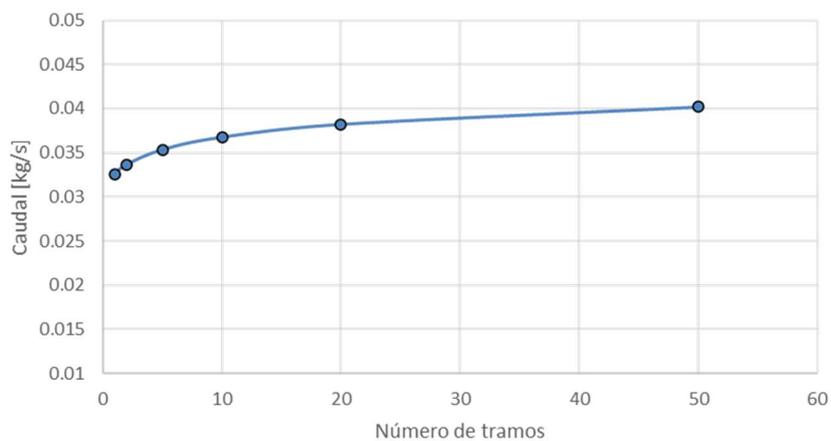


Figura 45. Variación del caudal en el Escenario 2

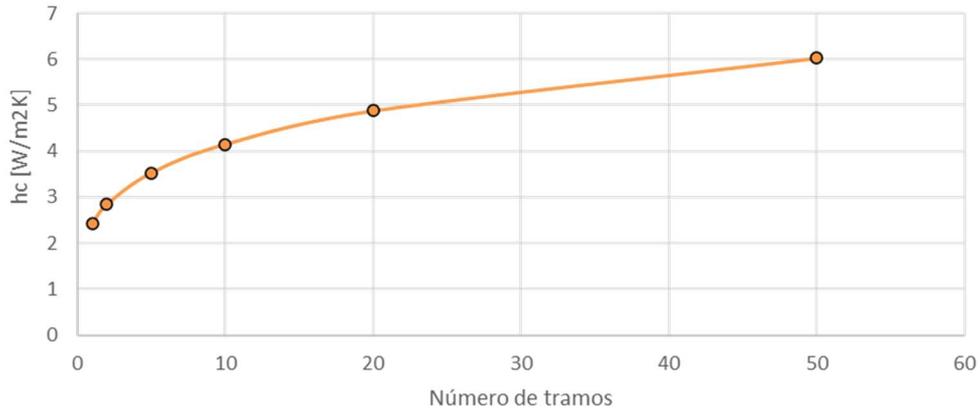


Figura 46. Variación del coeficiente de película en el Escenario 2

Las Figura 47 y Figura 48 muestran la variación de las temperaturas de salida del aire de la chimenea y final del hormigón, respectivamente, en función del número de tramos para el escenario 2, donde se establece un coeficiente de película variable en función del número de Nusselt.

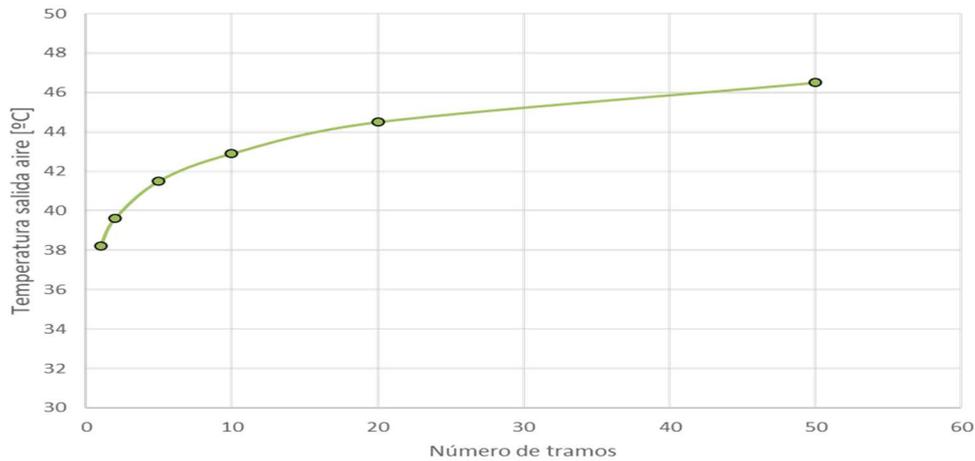


Figura 47. Variación de la temperatura de salida del aire en el Escenario 2

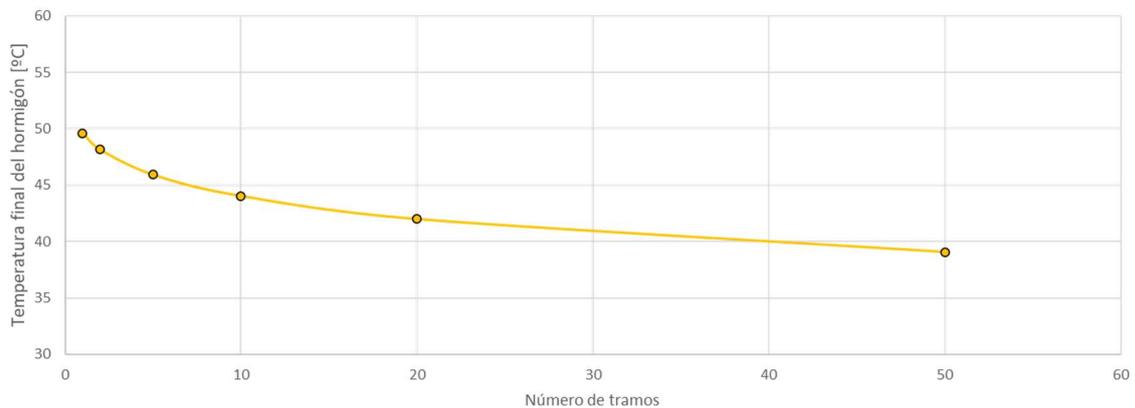


Figura 48. Variación de la temperatura final del hormigón en el Escenario 2

Escenario 3

La Figura 49 muestra la variación del coeficiente de película en función del número de tramos para el escenario 3 descrito en el cual se establece un coeficiente de película variable y caudal constante igual al promedio de los casos anteriores.

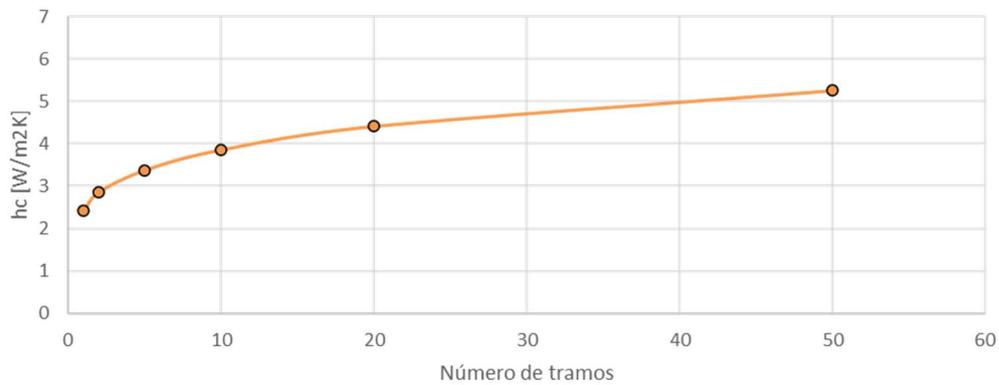


Figura 49. Variación del coeficiente de película en el Escenario 3

Finalmente, las Figura 50 y Figura 51 muestran la variación de la temperatura de salida del aire de la chimenea solar y final del hormigón para el escenario 3 descrito.

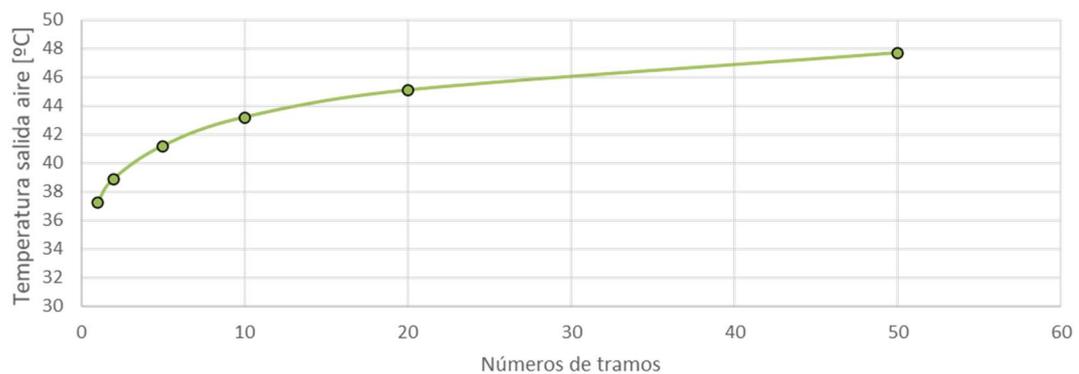


Figura 50. Variación de la temperatura salida aire en el Escenario 3

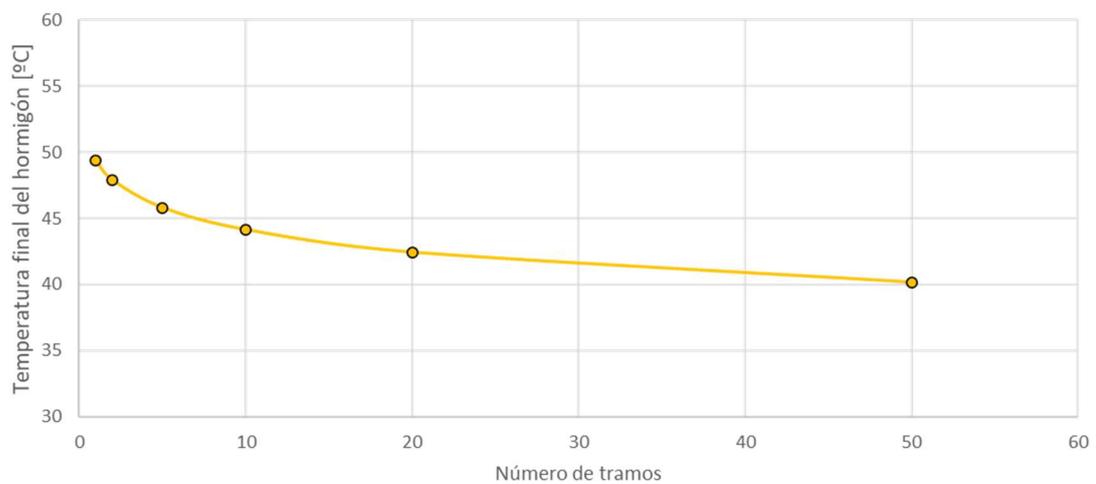


Figura 51. Variación de la temperatura final del hormigón en el Escenario 3

