



CARACTERIZACIÓN TÉRMICA Y OPTIMIZACIÓN DE LAS ESTRATEGIAS DE OPERACIÓN DE VIGAS FRÍAS ACTIVAS EN SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS

José Luis González Espín

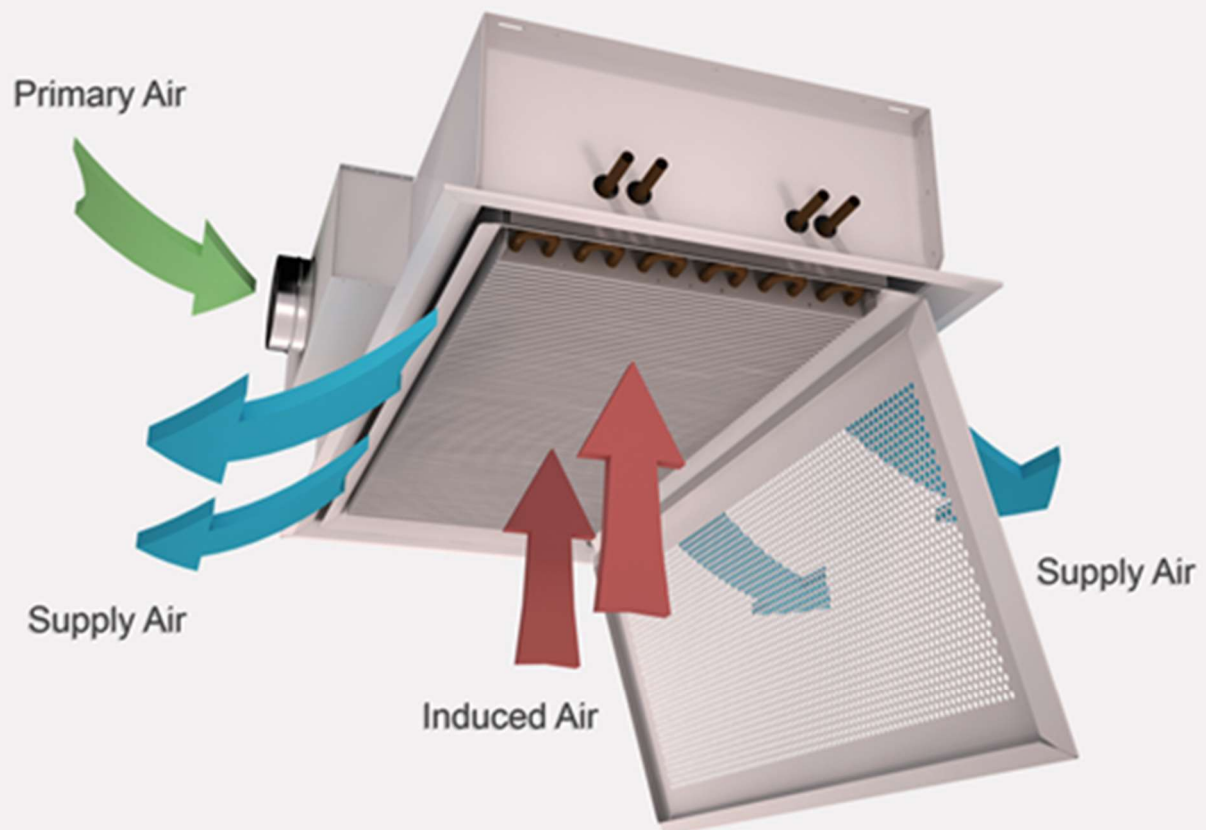
ADVERTIMENT. L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

ADVERTENCIA. El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

WARNING. Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías activas en sistemas de climatización de edificios

JOSÉ LUIS GONZÁLEZ ESPÍN



JOSE LUIS GONZÁLEZ ESPÍN

**CARACTERIZACIÓN TÉRMICA Y OPTIMIZACIÓN
DE LAS ESTRATEGIAS DE OPERACIÓN
DE VIGAS FRÍAS ACTIVAS EN SISTEMAS DE
CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS**

TESIS DOCTORAL

Supervisada por

José Manuel Cejudo López

Alberto Coronas

Departamento de Ingeniería Mecánica,
Térmica y de Fluidos

Departamento de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



UNIVERSITAT
ROVIRA I VIRGILI

Tarragona

2019



UNIVERSITAT
ROVIRA I VIRGILI

DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).
Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

Los abajo firmantes, Dr. Jose Manuel Cejudo, Catedrático de Universidad de la Universidad de Málaga y Dr. Alberto Coronas Salcedo, Catedrático de Universidad del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona

HACEN CONSTAR:

Que el trabajo titulado: “Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías activas en sistemas de climatización de edificios”, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el Grupo de Investigación de Termoenergética del Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos de la Universidad de Málaga y en el Grupo de investigación de Ingeniería Térmica Aplicada-CREVER del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universitat Rovira i Virgili.

Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias y trabajos realizados por dicho doctorando.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento en Tarragona a 5 de Septiembre de 2019

El/los director/es de la tesis doctoral

Dr. José Manuel Cejudo

Dr. Alberto Coronas

AGRADECIMIENTOS

Cuando uno alcanza una meta tan significativa en su vida, como la que supone para mí la defensa de esta tesis doctoral, siente la necesidad de mostrar su más profundo agradecimiento a todas las personas que, aún sin ser consciente de ello, han sido de vital importancia en su consecución.

En primer lugar, me gustaría agradecer el excelente trato recibido de cada uno de los miembros, que pertenecen a la gran familia que forma MADEL Air Technical Diffusion. En particular, agradecer a Felix Carrasco por convertirse en uno de mis principales apoyos en tierras catalanas. Siendo consciente de su infinita humildad, estoy seguro que no se creerá merecedor de estas palabras, sin embargo, siempre estuvo presente cuando lo necesitaba. Tampoco me puedo olvidar de Jordi Delgado, que supuso la llegada de energía renovada al laboratorio, pero principalmente, porque con su buen humor, consiguió amenizar las largas jornadas de ensayos. Además, no puedo dejar de acordarme de mi gran amigo Enric Navales, quien siempre ha creído en mis posibilidades. Finalmente, agradecer a Joan Arcarons la gran confianza depositada en mí, así como su apoyo incondicional en todas y cada una de las facetas de mi trabajo diario. Si algún día llego a tener un grupo de personas bajo mi supervisión, en Joan Arcarons he encontrado mi modelo a seguir.

Muchas gracias a José Manuel Cejudo por brindarme la oportunidad de incorporarme al grupo de investigación GEUMA al terminar mis estudios universitarios. La experiencia y conocimientos adquiridos durante este periodo, han marcado muy positivamente el resto de mi carrera profesional, permitiéndome alcanzar muchos de los objetivos que me he ido marcando. De la misma forma, agradecer a Alberto Coronas que me permitiera retomar mi tesis doctoral en la Universidad de Rovira i Virgili, así como su inestimable apoyo en aquellos momentos, en los que el final de esta tesis doctoral parecía muy alejado. Además, me gustaría mostrar un agradecimiento especial a Fernando Domínguez. Un modelo a seguir en el ámbito de la investigación energética, que se muestra siempre dispuesto a compartir sus conocimientos. Estos conocimientos, además de invaluable, fueron para mí, una guía muy importante.

Gracias a mis hermanos, Carmen, Ana y Mariano, porque nunca dejaron de creer que algún día llegaría a alcanzar esta meta. Gracias especialmente mi madre, un ejemplo de fuerza, tesón y perseverancia, que nunca ha dejado de apoyarme. Me has enseñado que nunca hay que darse por vencido, lo que te ha hecho alcanzar unas metas tan altas, que me hace sentir muy orgulloso de tí. Sin embargo, si hay un pensamiento que siempre me ha empujado a seguir luchando por la consecución de esta tesis, ha sido el tuyo, Papá. Nunca olvidaré nuestra última conversación sobre la planificación de mi tesis, antes de que esa maldita enfermedad te alejara de nuestro lado: *“Lo tienes hecho, un último empujón y será tuyo”*. Finalmente, han hecho falta muchos más empujones, sin embargo, estas palabras han sido mi mayor fuente de inspiración.

No encuentro palabras para expresar mi inmensa gratitud a mi compañera de vida, mi mujer María Jesús. En todo momento me has apoyado incondicionalmente, para que pudiéramos perseguir “nuestro” objetivo. Y digo nuestro, porque te has esforzado tanto o más que yo. Sin embargo, para una persona tan maravillosa como tú, el título de doctora se queda pequeño. Sin duda, soy muy afortunado de tenerte a mi lado.

Finalmente, qué decir de mis dos pequeñas grandes revoluciones, Carmen y María, que me transmiten su amor infinito a diario. Prometo compensaros con creces, todos aquellos momentos que esta tesis ha hecho que no podamos compartir. Las dos sois energía pura, y habéis conseguido transmitírmela cuando más la necesitaba. Para vuestro padre, no hay situación más reconfortante, que tirarme al suelo para jugar con vosotras. Por todo ello, os quiero con todo mi corazón, y prometo estar a vuestro lado y apoyaros en todo momento.

RESUMEN

Las nuevas políticas de ahorro energético en edificios han promovido la construcción de edificios cada vez más sostenibles debido, en gran medida, a la reducción de sus necesidades energéticas. Dentro de este nuevo escenario, la tecnología de Vigas Frías Activas (VFA) debería ocupar una mayor cuota de mercado, puesto que suponen una buena alternativa a los sistemas de climatización todo-aire y los ventilosconvectores (FC). En comparación con estas tecnologías de climatización, las instalaciones de VFA ofrecen importantes beneficios en términos de eficiencia energética y niveles de confort. Sin embargo, este crecimiento en el nivel de ventas no se ha llegado a producir debido en gran parte, a la dificultad que presenta la selección de un control de condensación eficaz.

El objetivo principal de esta tesis doctoral es profundizar en el conocimiento de las prestaciones, modelado y control de las instalaciones de VFA, con el fin de mejorar la competitividad de esta tecnología. De esta forma, se abarcan dos aspectos críticos para el futuro de los sistemas de VFA: (1) Optimización del control de condensación del sistema de climatización en el cual se integra la VFA; y (2) Comparación de sus prestaciones con tecnologías alternativas.

La presente tesis doctoral contiene todas las fases necesarias para el desarrollo, y validación de un nuevo modelo numérico del comportamiento térmico de las unidades de VFA, así como su posterior adaptación como nuevo componente de un programa de simulación térmica de sistemas de climatización de edificios. En primer lugar, se presenta el estado del arte de la tecnología de VFA desde tres puntos de vista diferentes: (1) Revisión de los modelos de transferencia de calor y cálculo de aire inducido en VFA; (2) Análisis de los estudios de prevención de condensación en instalaciones de VFA; y (3) Comparación de las prestaciones de las instalaciones de VFA y FC. De este estudio se concluye que los modelos numéricos encontrados en la literatura utilizan correlaciones válidas en rangos de números de Reynolds que no se dan en las vigas frías ensayadas. En este sentido, ha sido necesario validar experimentalmente una correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire. Para ello, se han utilizado tres de los tipos de VFA más comúnmente utilizados, de 1, 2 y 4 vías de impulsión de aire. En los tres casos, las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire se han obtenido con un coeficiente de correlación comprendido entre 0.92 y 0.99. Además, una vez obtenidas las correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire, se ha comprobado que el modelo numérico propuesto calcula con gran exactitud las potencias térmicas de la VFA bajo un amplio rango de condiciones de operación.

A diferencia de los actuales componentes de VFA utilizados en los programas de simulación térmica de sistemas de climatización, el modelo propuesto en la presente tesis doctoral es capaz de analizar el riesgo de condensación, y aplicar las medidas correctoras necesarias en función de la estrategia de condensación definida por el usuario. En concreto, se han definido tres estrategias de condensación en el modelo, cuyas peculiaridades de control se analizan ampliamente. De estas estrategias, la utilización de sensores de condensación para anular el circuito de agua, y el control centralizado de la temperatura de impulsión de aire primario, son comúnmente utilizadas en las instalaciones. En cambio, el control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería de la VFA es menos conocido. A diferencia del resto de sistemas, este sistema utiliza una válvula de 3 vías, y un grupo de bombeo por sala. Así, aprovechando la mayor temperatura del agua de retorno de las VFA, se consigue aumentar la temperatura de entrada de agua en las VFA, hasta una temperatura que evite el riesgo de condensación.

Mediante simulaciones dinámicas anuales, la presente tesis doctoral muestra que el sistema de prevención de condensación comúnmente utilizado, puede dar lugar a un elevado número de horas de desconfort térmico. Para ello, se implementan modelos matemáticos pseudo-estacionarios del sistema completo (VFA, climatizadora y producción térmica), adecuados para estimar el consumo horario para un año tipo completo. Con estos modelos se comparan diseños alternativos del sistema de control de condensación en VFA. Finalmente, se compara el consumo eléctrico de instalaciones de VFA con otras de ventilosconvectores. Aunque existen algunos estudios previos en este sentido, sus resultados no han sido contrastados. Este estudio se ha llevado a cabo en diferentes aplicaciones y climas de España, con el fin de determinar las prestaciones de cada tecnología, e identificar nichos de mercado en los que el sistema de VFA puede seguir expandiéndose.

SUMMARY

The new energy saving policies in buildings has promoted the construction of increasingly sustainable buildings due to the reduction of their energy needs. Within this new scenario, Active Cold Beams (ACB) technology should occupy a larger market share, since they represent a good alternative to all air to air conditioning systems and conventional fan-coils. Compared to these air conditioning technologies, ACB facilities offer significant benefits in terms of energy efficiency and comfort levels. However, this sales growth has not come true due the difficulty of selecting an effective condensation control.

The main objective of this doctoral thesis is to deepen the knowledge of the performance, modelling and control of ACB air conditioning systems, in order to improve its competitiveness. Thus, two critical aspects for the future of ACB systems are covered: (1) Condensation control optimization of the air conditioning system in which the ACB is integrated; y (2) Comparison of its benefits with alternative technologies.

This doctoral thesis contains all the necessary stages for the development and validation of a new numerical model of ACB, and its adaptation as a new component of a thermal simulation program. Firstly, the state of the art of ACB technology is presented from three different points of view: (1) Review of heat transfer models and calculation of air inducted in VFA; (2) Analysis of condensation prevention studies in ACB facilities; and (3) Performance comparison of ACB and FC facilities. This study concludes that the numerical models found in the literature use valid correlations in Reynold number ranges that do not occur in ACB. In this sense, it has been necessary to experimentally validate a new correlation of the heat transfer coefficient of the air side. For this, three of the most commonly used ACB models have been used, 1, 2 and 4-way air supply. In all three cases, the correlations of the heat transfer coefficient of the air side have been obtained with a coefficient of correlation between 0.92 and 0.99. In addition, once the correlation coefficients for the calculation of the heat transfer coefficient of the air side are obtained, the proposed numerical model predicts with great accuracy the thermal capabilities of a VFA under a wide range of operating conditions.

Unlike the current VFA components used in thermal simulation programs, the model proposed in this doctoral thesis is able to analyse the risk of condensation, and apply the necessary corrective measures, depending on the condensation strategy defined by the user. Specifically, three condensation strategies have been defined in the model, whose control peculiarities are widely analysed. Of these strategies, the use of condensation sensors to cancel the water circuit (system 0), and the centralized control of the primary air supply temperature (system 2), are commonly used in installations. On the other hand, the distributed control of the water inlet temperature in the ACB (system 1) is less known. Unlike the other systems, this system uses a 3-way valve, and a pump per room. Thus, taking advantage of the higher temperature of the VFA return water, it is possible to increase the water inlet temperature in the VFA, to a temperature that avoids the risk of condensation.

Through annual thermal simulations, this doctoral thesis demonstrates that the commonly used condensation prevention system (system 0), can lead to a high number of hours of thermal discomfort. For this, pseudo-stationary mathematical models of the complete system (ACB, air conditioning and thermal production), which are suitable for estimating the hourly consumption for a complete type year, are implemented. In addition, these models are used in order to compare alternative designs of the condensation control system in ACB. Finally, the electrical consumption of ACB installations is compared with other of fan coils. Although there are some previous studies in this regard, their results have not been proven. This study is carried out in different applications and climates in Spain, in order to determine the performance of each technology, and identify market niches in which the VFA system can continue to expand.

RESUM

Les noves polítiques d'estalvi energètic en els edificis ha promogut la construcció d'edificis cada vegada més sostenible degut, en gran mesura, a la reducció de les seves necessitats energètiques. Dins d'aquest nou escenari, la tecnologia de Bigues Fredes Actives (BFA) haurien d'ocupar una major quota de mercat, donat que suposen una bona alternativa als sistemes de climatització *tot-aire* i *els fan-coils* convencionals (FC). En comparació amb aquestes tecnologies de climatització, les instal·lacions de BFA ofereixen importants beneficis en termes d'eficiència energètica i nivells de confort. Tanmateix, aquest creixement en el nivell de ventes no s'ha arribat a produir degut en gran part, a la dificultat que presenta la selecció d'un control de condensació eficaç.

L'objecte principal de la tesis doctoral és profunditzar en el coneixement de les prestacions, modelat i control dels sistemes de climatització de les BFA, amb l'objectiu final de millorar la competitivitat d'aquesta tecnologia. D'aquesta forma, s'abasten dos aspectes crítics pel futur dels sistemes BFA: (1) Optimització del control de condensació del sistema de climatització en el qual s'integra la BFA; (2) Comparació de les seves prestacions amb tecnologies alternatives.

La present tesis doctoral conté totes les fases necessàries pel desenvolupament i validació, d'un nou model numèric de la BFA, i la seva posterior adaptació com a nou component d'un programa de simulació tèrmica de sistemes de climatització d'edificis. En primer lloc, es presenta l'estat de l'art de la tecnologia de la BFA des de tres punts de vista diferent: (1) Revisió dels models de transferència de calor i càlcul d'aire induït en la BFA; (2) Anàlisi dels estudis de prevenció de condensació en instal·lacions de la BFA; (3) Comparació de les prestacions en les instal·lacions de la BFA i el FC. D'aquest estudi es conclou que els models numèrics trobats en la literatura utilitzen correlacions vàlides en rangs de nombres de Reynolds que no es donen en les bigues fredes assajades. En aquest sentit, ha estat necessari validar experimentalment una nova correlació del coeficient de transferència de calor per convecció del costat aire. Per aquest motiu, s'ha utilitzat tres dels models de BFA més usualment utilitzats, de 1, 2 i 4 vies d'impulsió d'aire. En els tres casos, les correlacions del coeficient de transferència de calor del costat aire s'ha obtingut amb un coeficient de correlació comprés entre 0.92 i 0.99. Una vegada obtingut els coeficients de correlació pel càlcul del coeficient de transferència de calor per convecció del costat aire, el model numèric proposat prediu amb gran exactitud les potències tèrmiques d'una BFA sota un ampli rang de condicions de treball.

A diferència dels actuals components de VFA utilitzats en els programes de simulació tèrmica de sistemes de climatització, el model proposat en la present tesis doctoral és capaç d'analitzar el risc de condensació, i aplicar les mesures correctores necessàries, en funció de l'estratègia de condensació definida per l'usuari. En concret, s'han definit tres estratègies de condensació en el model, on les peculiaritats de control s'analitzen àmpliament. D'aquesta estratègia, la utilització de sensors de condensació per anul·lar el circuit d'aigua, i el control centralitzat de la temperatura d'impulsió d'aire primari, són comunament utilitzades en instal·lacions. En canvi, el control distribuït de la temperatura d'entrada d'aigua a la bateria de la BFA és menys conegut. A diferència de la resta de sistemes, aquest sistema utilitza una vàlvula de 3 vies, i un grup de bombament per sala. Així, aprofitant la major temperatura de l'aigua de retorn de les VFA, s'aconsegueix augmentar la temperatura d'entrada d'aigua a les VFA, per evitar el risc de condensació

Mitjançant simulacions tèrmiques anuals, la present tesis doctoral demostra que el sistema de prevenció de condensació normalment utilitzat, pot donar lloc a un elevat número d'hores de desconfort tèrmic. Per a això, s'implementen models matemàtics pseudo-estacionaris del sistema complet (BFA, climatitzadora i producció tèrmica), adequades per estimar el consum horari per un any típic complet. Amb aquests models es comparen dissenys alternatius de sistema de control de condensació en VFA. Finalment, es compara el consum elèctric d'instal·lacions de VFA amb altres de ventiloconvectors. Encara que existeixen alguns estudis previs en aquest sentit, els seus resultats no han estat contrastats. Aquest estudi es porta a terme en diferents aplicacions i climes d'Espanya, per tal de determinar les prestacions de cada tecnologia, i identificar nínxols de mercat en què el sistema de BFA pot seguir expandint-se.

CONTRIBUCIONES DEL AUTOR

Artículos en revistas científicas

José Luis González Espín, Fernando Domínguez, José Manuel Cejudo, Alberto Coronas. Nusselt correlation for the air-side heat transfer in chilled beams. *International Journal of Refrigeration* (en proceso).

José Luis González Espín, Fernando Domínguez, José Manuel Cejudo, Alberto Coronas. A comparison study of different condensation strategies for active chilled beams for an office building. *Energy and buildings*. (en proceso).

Artículos en congresos y seminarios

Grecia Carvajal Hernández, José Luis González Espín y Alberto Coronas; Caracterización térmica y modelado de una viga fría activa, CYTEF 2016 – Proceedings. *Advances in Refrigeration Sciences and Technologies – VIII, Chapter 14 - Airflow systems: modelling and monitoring*; 468, 1-7; (2016) Coimbra (Portugal) Editors: Adélio Manuel Rodrigues Gaspar Celestino Rodrigues Ruivo; ISBN: 978-989-99080-4-8.

Fernando Domínguez, José Luis González Espín, Alberto Coronas, José Manuel Cejudo. Analysis of the thermal performance of heat exchangers for active chilled beam units; *Libro de actas del congreso CYTEF 2018 – IX Congreso Ibérico | VII Congreso Iberoamericano de las Ciencias y Técnicas del Frío*; Valencia, España, 19-21 Junio, 2018; CYTEF 2018. Páginas 1158 1-7. Editado por el Instituto de Ingeniería Energética. Universitat Politècnica de Valencia – UPV. ISBN: 978-84-09-01619-8.

José Luis González Espín, Fernando Domínguez, José Manuel Cejudo, Alberto Coronas. Caracterización térmica y evaluación de diversas estrategias de control de condensación en vigas frías activas. *Libro de actas del congreso Libro de actas del congreso CYTEF 2018 – IX Congreso Ibérico | VII Congreso Iberoamericano de las Ciencias y Técnicas del Frío*; Valencia, España, 19-21 Junio, 2018; CYTEF 2018. Páginas 1142 1-9. Editado por Instituto de Ingeniería Energética. Universitat Politècnica de Valencia – UPV (Presentación oral). ISBN: 978-84-09-01619-8.

José Luis González Espín, Alberto Coronas. Vigas frías. Instalación tipo y ventajas. *Jornadas Hispano-brasileñas de sostenibilidad energética en edificios y procesos*. Tarragona, España, Julio, 2015 (Presentación oral).

Contenido

Agradecimientos.....	7
Resumen	9
Contribuciones del autor.....	13
Capítulo 1: Introducción.....	21
1.1. Antecedentes.....	21
1.2. Estado del conocimiento.....	24
1.2.1. Modelos de la transferencia de calor en VFA.....	24
1.2.2. Modelos de cálculo del caudal de aire inducido en VFA.....	26
1.2.3. Estudios de prevención de condensación en instalaciones de VFA.....	26
1.2.4. Comparación de las prestaciones de las instalaciones de VFA y FC.....	27
1.3. Sistemas de climatización con VFA y FC.....	27
1.3.1. Sistema de climatización con VFA.....	27
1.3.2. Sistema de climatización con FC.....	28
1.4. Evaluación de las distintas estrategias de control para evitar la condensación en VFA.....	28
1.4.1. Sistema 0: Sensor de condensación.....	29
1.4.2. Sistema 1: Control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería.....	29
1.4.3. Sistema 2: Control centralizado de la temperatura de impulsión de aire primario.....	29
1.5. Objetivos de la tesis.....	30
1.6. Metodología y alcance.....	30
1.7. Estructura de la memoria.....	32
Capítulo 2: Modelo de cálculo de las prestaciones de Vigas Frías Activas.....	33
2.1. Introducción.....	33
2.2. Modelo numérico para la resolución del intercambio de calor en una batería de una VFA.....	33
2.2.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire.....	38
2.2.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del agua.....	38
2.3.2. Cálculo del área interior y exterior de tubos y aletas.....	39
2.2.3. Cálculo de la eficiencia superficial global o efectividad de la temperatura de las aletas.....	40
2.3. Modelo empírico del caudal de aire inducido (V_{sc}) a partir del caudal de aire primario.....	40
2.4. Conclusiones.....	41
Capítulo 3: Análisis experimental de las Vigas Frías Activas.....	43
3.1. Introducción.....	43
3.2. Descripción del laboratorio de ensayo.....	43
3.2. Características técnicas de las vigas frías ensayadas.....	46
3.3. Metodología de ensayo.....	49
3.4. Resultados experimentales.....	49
3.5.2. Cálculo de los coeficientes de correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire.....	51
3.5.3. Cálculo de los coeficientes de correlación de cálculo del caudal de aire inducido (V_{sc}).....	55
3.5. Conclusiones.....	56
3.5.1. Análisis de capacidad de predicción del modelo numérico.....	56
3.5.2. Análisis de la influencia de la distribución no uniforme del caudal de aire inducido.....	57
Capítulo 4: Modelado y simulación dinámica de los sistemas de Vigas Frías Activas y Fan Coils.....	63
4.1. Introducción.....	63
4.2. Descripción del modelo de VFA implementado en TRNSYS.....	63

4.2.1. Descripción detallada del módulo de VFA implementado (Type 876).....	63
4.2.2. Modelado en TRNSYS de la instalación de VFA.	66
4.4. Descripción del modelo de FC simulado en TRNSYS (Type 987).....	68
4.4.1. Descripción detallada del modelo. (Type 987 Modificado).	68
4.4.2. Modelado en TRNSYS de la instalación de FC.	72
4.5. Descripción del resto de componente simulados en TRNSYS.	74
4.5.1. Enfriadora condensada por aire (Type 655).....	74
4.5.2. Recuperador de calor entálpico (Type 667).	76
4.5.3. Recuperador de calor sensible (Type 760).	77
4.5.4. Ventilador de velocidad variable (Type 662).....	78
4.5.5. Bomba de agua de velocidad variable o constante (Type 742).	79
4.5.6. Batería de frío (Type 508f).	79
4.6. Conclusiones.....	81
Capítulo 5: Caso de estudio y resultados.....	83
5.1. Introducción.....	83
5.2. Descripción del edificio utilizado.....	83
5.3. Tipos de climas estudiados.....	84
5.4. Selección de las unidades terminales y enfriadoras.....	85
5.5. Selección de los recuperadores de calor.....	87
5.6. Dimensionado de la red hidráulica.....	89
5.7. Resultados y conclusiones.....	92
5.6.1. Nivel de confort del sistema 0 de VFA.....	92
5.6.2. Nivel de confort del sistema 1 de VFA.....	96
5.6.3. Nivel de confort del sistema 2 de VFA.....	97
5.6.4. Comparativa de los consumos eléctricos de los sistemas de VFA.....	99
5.6.5. Comparativa de las prestaciones de las instalaciones de FC y VFA.....	102
Capítulo 6: Conclusiones y líneas futuras de estudio.....	105
6.1. Conclusiones.....	105
6.2. Líneas futuras de estudio.....	106
Referencias.....	109

Lista de Figuras

Figura 1: Stock de sistemas de refrigeración por países a finales de 2016.....	21
Figura 2: Ejemplo de viga fría activa (a) y de viga pasiva (b).	22
Figura 3: Esquema de una instalación de VFA con una (a) y dos (b) enfriadoras.	28
Figura 4: Esquema de una instalación con FC.	28
Figura 5: Sistema 0: sensor de condensación (a). Sistema 1: control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería (b).....	29
Figura 6: Control centralizado de la temperatura de impulsión de aire primario (sistema 2).	30
Figura 7: Ejemplo de definición de la matriz de conectividad del modelo numérico	34
Figura 8: Ejemplo de aplicación del modelo numérico en una batería de 2 filas, 4 tubos por fila y 2 celdas por tubo.....	34
Figura 9. Definición de las temperaturas de entrada de aire en las celdas de filas superiores en baterías de tubos en línea (a) y al tresbolillo (b).....	35
Figura 10. Diagrama de flujo del proceso de resolución del modelo.	37
Figura 11: Nomenclatura de las dimensiones geométricas de las aletas y tubos de una batería.	40
Figura 12. Esquema del laboratorio de caracterización térmica de VFA.	43
Figura 13. Dimensiones exteriores la doble cámara climática.	44
Figura 14. Distribución de sensores sobre la VFA (a). Banco de toberas de medición del caudal de aire primario (b).....	45
Figura 15. Composición interior de los módulos de control de ambas cámaras climáticas.	46
Figura 16. Modelos de VFA ensayadas: VFA de 4 vías (a), VFA de 1 vía (b), VFA de 2 vías (c)	47
Figura 17. Dimensiones que caracterizan una aleta corrugada (a) y plana (b).....	48
Figura 18. Esquema de conexión de los tubos del modelo VFA de 1 vía.	48
Figura 19. Esquema de conexión de los tubos del modelo VFA de 4 vías.....	48
Figura 20. Esquema de conexión de los tubos del modelo VFA de 2 vías.....	49
Figura 21. Diagrama de flujo de cálculo de los coeficientes de correlación de h_0	52
Figura 22. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 obtenidos: VFA de 4 vías (a); VFA de 1 vía (b); VFA de 2 vías (c).	53
Figura 23. Situación de las sondas de medición de la temperatura de impulsión de aire (T_s).....	54
Figura 24. Análisis de sensibilidad de los coeficientes de correlación C_1 y C_2 de la Ecuación 48.....	54
Figura 25. Comparación de los valores de V_{sc} experimentales y del modelo, en función de V_{pr} para los tres tipos de toberas: VFA de 4 vías (a); VFA de 1 vía (b); VFA de 2 vías (c).....	55
Figura 26. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para la VFA de 4 vías.	56
Figura 27. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para la VFA de 1 vía.....	57
Figura 28. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para la VFA de 2 vías.	57
Figura 29. Representación en 2D de la distribución del caudal de aire inducido propuesta para el modelo de	57
Figura 30. Representación en 2D de la distribución del caudal de aire inducido propuesta para el modelo de VFA de 1 (a) y 2 vías (b).	58
Figura 31. Modelo de distribución de aire inducido propuesto para para el modelo de VFA de 1 (a) y 2 vías (b).....	58
Figura 32. Ejemplo de distribución del caudal de aire primario aplicando los tres valores de L_{DU} : VFA de 4 vías (a); VFA de 1 vía (b); VFA de 2 vías (c)	58
Figura 33. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 para el modelo de VFA de 4 vías: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).....	60
Figura 34. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 para el modelo de VFA de 1 vía: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).....	60
Figura 35. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 para el modelo de VFA de 2 vías: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).....	60
Figura 36. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para el modelo de VFA de 4 vías: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).....	61
Figura 37. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para el modelo de VFA de 1 vía: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).....	61
Figura 38. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para el modelo de VFA de 2 vías:	

LDU =50% (a); LDU = 75% (b).....	61
Figura 39. Lógica de cálculo del modelo de VFA propuesto.....	65
Figura 40. Archivo de texto con definición geométrica de la batería.....	65
Figura 41. Archivo de texto con los coeficientes de los modelos empíricos y numérico.....	65
Figura 42. Archivo de texto con la definición del circuito de la batería.....	66
Figura 43. Esquema de principio de la instalación de VFA modelada en TRNSYS.....	66
Figura 44. Conexión de todos los componentes utilizados en el modelado (a). Diagrama de flujo de interacción entre los diferentes componentes del modelo de instalación de VFA (b).....	68
Figura 45. Archivo de texto utilizado para el cálculo de $Q_{cl,tot, ratio}$ y $Q_{cl,sens, ratio}$	71
Figura 46. Conexión de todos los componentes utilizados en el modelado (a). Diagrama de flujo de interacción entre los diferentes componentes del modelo de instalación de FC (b).....	73
Figura 47. Esquema de principio de la instalación de FC modelada en TRNSYS.....	73
Figura 48. Archivo de texto utilizado para el cálculo de Q_{ratio} y CO_{Pratio}	75
Figura 49. Archivos de texto utilizado para el cálculo de FFLP.	76
Figura 50: Esquema de operación del Type 508f.....	80
Figura 51. Distribución en planta del edificio	84
Figura 52: Distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de VFA en cada zona climatizada del edificio de oficinas estudiado: Barcelona (a); Madrid (b).	85
Figura 53: Distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de FC en cada zona climatizada del edificio de oficinas estudiado: Barcelona (a); Madrid (b).	85
Figura 54: Esquema de distribución de aire primario en las instalaciones de VFA.	88
Figura 55: Esquema de distribución de aire primario en las instalaciones de FC.	88
Figura 56: Esquema de distribución hidráulica en las instalaciones de VFA estudiadas.	90
Figura 57: Esquema de distribución hidráulica en las instalación de FC estudiada.	90
Figura 58: Coeficientes de correlación de cálculo de la pérdida de carga en las tuberías.....	91
Figura 59: Prestaciones de operación del sistema 0 de VFA durante el 30 de Junio en Barcelona.	92
Figura 60: Prestaciones de operación del sistema 0 de VFA durante el 30 de junio en Madrid.	93
Figura 61: Prestaciones de operación del sistema 0 de VFA durante el 20 de agosto en Madrid.	94
Figura 62: Distribución del PMV del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.	94
Figura 63: Distribución del PMV del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.....	95
Figura 64: Distribución del PPD del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.	95
Figura 65: Distribución del PPD del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.....	95
Figura 66: Prestaciones de operación del sistema 1 de VFA durante el 30 de junio en Barcelona.....	96
Figura 67: Prestaciones de operación del sistema 1 de VFA durante el 20 de agosto en Madrid.	96
Figura 68: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 1 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.....	97
Figura 69: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 1 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.	97
Figura 70: Prestaciones de operación del sistema 2 de VFA durante el 30 de junio en Barcelona.....	98
Figura 71: Prestaciones de operación del sistema 2 de VFA durante el 20 de agosto en Madrid.	98
Figura 72: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 2 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.	99
Figura 73: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 2 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.....	99
Figura 74: Distribución de las energías térmicas a lo largo del periodo de simulación en Barcelona.	100
Figura 75: Distribución de las energías térmicas a lo largo del periodo de simulación en Madrid.....	100
Figura 76: Distribución de los valores de PLR en Barcelona (a) y Madrid (b).....	102
Figura 77: Distribución de los valores de PLR en Barcelona (a) y Madrid (b).....	103
Figura 78: Esquema de modificación del grupo de producción de agua necesario para la validación de un modelo dinámico de VFA	107

Lista de Tablas

Tabla 1. Tamaño de los mercados nacional y europeo en 2018 para diferentes unidades terminales, elaborada a partir de los informes Eurovent Market Intelligence [9-10].	22
Tabla 2. Listado de las características constructivas de las baterías.	34
Tabla 3. Ejemplo de ordenación de celdas del modelo numérico.	35
Tabla 4. Precisión de los equipos de medida utilizados.	44
Tabla 5. Descripción térmica de los módulos de control de las Cámaras 1 y 2.	46
Tabla 6. Características constructivas de las baterías analizadas experimentalmente.	47
Tabla 7. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería	50
Tabla 8. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería de la VFA de 1 vía.	50
Tabla 9. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería	50
Tabla 10. Variables calculadas para el modelo de batería de la VFA de 4 vías.	51
Tabla 11. Variables calculadas para el modelo de batería de la VFA de 1 vía.	51
Tabla 12. Variables calculadas para el modelo de batería de la VFA de 2 vías.	51
Tabla 13. Coeficientes de correlación de la Ecuación 48 obtenidos.	53
Tabla 14. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería	54
Tabla 15. Comparativa de los coeficientes de correlación de la Ecuación 48 obtenidos para el modelo de VFA de 4 vías.	55
Tabla 16. Coeficientes de la correlación de las funciones del V_{sc} obtenidos.	55
Tabla 17. Coeficientes de la correlación de la Ecuación 48 obtenidos en los tres perfiles de distribución de aire analizados en la VFA de 4 vías.	59
Tabla 18. Coeficientes de la correlación de la Ecuación 48 obtenidos en los tres perfiles de distribución de aire analizados en la VFA de 1 vía.	59
Tabla 19. Coeficientes de la correlación de la Ecuación 48 obtenidos en los tres perfiles de distribución de aire analizados en la VFA de 2 vías.	59
Tabla 20. Parámetros del nuevo componente de VFA propuesto para TRNSYS.	64
Tabla 21. Entradas y salidas del nuevo componente de VFA propuesto para TRNSYS.	64
Tabla 22. Listado de componentes de la UTA y del sistema de producción y distribución de agua.	67
Tabla 23. Parámetros del componente Type 987 modificado.	69
Tabla 24. Entradas y salidas del componente Type 987 modificado.	70
Tabla 25. Listado de componentes de la UTA y del sistema de producción y distribución de agua.	72
Tabla 26. Parámetros del Type 655.	74
Tabla 27. Entradas y salidas del Type 655.	74
Tabla 28. Entradas y salidas del Type 667.	76
Tabla 29. Entradas y salidas del Type 760 utilizados.	77
Tabla 30. Parámetros del Type 662.	78
Tabla 31. Entradas y salidas del Type 662.	78
Tabla 32. Parámetros del Type 742.	79
Tabla 33. Entradas y salidas del Type 742 utilizados.	79
Tabla 34. Parámetros del Type 508f.	80
Tabla 35. Entradas y salidas del Type 508f utilizados.	80
Tabla 36. Resumen de áreas y superficies de muros exteriores y vidriadas, nivel de ocupación y equipos.	83
Tabla 37. Propiedades termo físicas de los materiales	83
Tabla 38. Resumen de las cargas internas	84
Tabla 39. Humedad relativa y las temperaturas secas mínimas y máximas medias mensuales.	85
Tabla 40. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de VFA, en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Madrid.	86
Tabla 41. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de VFA, en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Barcelona.	86
Tabla 42. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de FC, en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Madrid.	86

Tabla 43. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de FC en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Barcelona.	86
Tabla 44. Criterios de selección de VFA.....	87
Tabla 45. Referencias de los modelos de VFA seleccionados en cada zona.....	87
Tabla 46. Referencias de los modelos de FC seleccionados en cada zona.....	87
Tabla 47. Resumen de los parámetros de selección de las enfriadoras	87
Tabla 48: Resumen de las prestaciones de los recuperadores de calor en condiciones nominales de trabajo.....	88
Tabla 49. Resumen de las pérdidas de carga del lado aire en instalaciones de FC y sistemas 0,1 y 2 de VFA.....	89
Tabla 50: Análisis de sensibilidad de la eficiencia de intercambio de calor sensible	89
Tabla 51: Coeficientes de las correlaciones de cálculo de las pérdidas de carga de las baterías de agua	90
Tabla 52: Pérdidas de carga de los circuitos de distribución de agua.....	91
Tabla 53: Resumen de los parámetros de entrada de las bombas de caudal de agua variable.....	91
Tabla 54: Porcentajes de distribución de $Q_{\text{fluid,sens}}$ y $Q_{\text{e1,w}}$ sobre $Q_{\text{sens,tot}}$ en los sistemas 1 y 2 de VFA	101
Tabla 55: Resumen de las energías eléctricas totales en el periodo de simulación en la localidad de Barcelona.	101
Tabla 56: Resumen de las energías eléctricas totales en el periodo de simulación en la localidad de Madrid.....	101
Tabla 57: Distribución de energía térmica aportada por la enfriadora	102
Tabla 58: Detalle de las energías eléctricas consumidas en ambas instalaciones	102

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.

1.1. Antecedentes.

El uso de energía asociada a la climatización está creciendo a nivel global más rápido que para cualquier otro uso final en edificios, en concreto, más del triple entre 1990 y 2016 [1]. Este crecimiento se debe principalmente a factores climáticos y económicos: (1) El aumento de la renta per cápita en los países con economías emergentes, especialmente aquellos con climas cálidos y húmedos con grandes poblaciones como India o Brasil; (2) El incremento de las expectativas de confort térmico de los consumidores de países con economías más desarrolladas; y (3) El crecimiento de la demanda térmica de refrigeración por el incremento global de las temperaturas debido al cambio climático.

La Agencia Internacional de Energía (IEA) ha proyectado que el consumo total de energía asociado a los sistemas de climatización será 4.5 veces mayor en 2050, comparado con los datos de 2010 [2]. De los 2.800 millones de personas que viven en las partes más calurosas del mundo, actualmente, solo el 8% posee sistema de refrigeración. La Figura 1 muestra como los sistemas de refrigeración están altamente concentrados en un pequeño número de países, con dos tercios de todos los sistemas en uso, instalados en solo tres países: China, Estados Unidos y Japón.

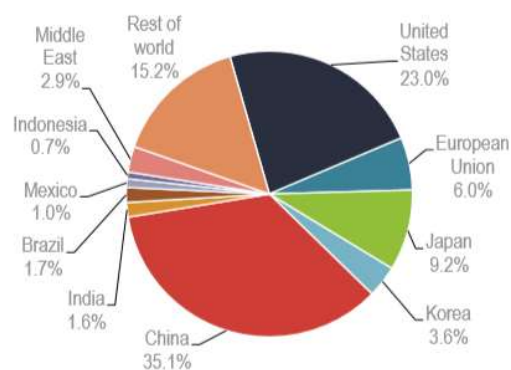


Figura 1: Stock de sistemas de refrigeración por países a finales de 2016
(Figura: [1])

Con el objetivo de frenar este crecimiento, la industria del aire acondicionado (A/C) ha mejorado constantemente la eficiencia energética de los sistemas de climatización, a través de una combinación de innovación tecnológica, y estrategias de transformación del mercado. Para ello, se han introducido muchas tecnologías individuales que mejoran colectivamente la eficiencia general del sistema como: variadores de velocidad, diseños novedosos de compresores, ventiladores, motores e intercambiadores de calor, válvulas de expansión electrónicas y controles avanzados.

Dentro de este nuevo escenario, las vigas frías activas (VFA) se han convertido en una buena alternativa a los sistemas de climatización todo-aire y los fan-coils convencionales, debido al ahorro energético, mejora de las condiciones de confort, reducción del espacio requerido para su instalación, etc. [3-5].

La VFA es un tipo de unidad terminal utilizada en los sistemas de climatización aire-agua, cuyas características fundamentales pueden resumirse en dos puntos: (1) es un convector por inducción, que utiliza aire primario para inducir el paso de una corriente de aire del local a través de una batería de enfriamiento, eliminando así la necesidad de ventiladores en el espacio ocupado; y (2) la batería se alimenta con agua a una temperatura superior al punto de rocío del espacio climatizado, a fin de poder evitar la formación de condensados en su superficie y poder eliminar la bandeja de condensados y la red de drenaje. En una VFA la batería combate entre un 60 y un 85 % de la carga sensible de la zona, mientras que el aire primario combate toda la carga latente y el resto de la carga sensible de la zona. En la Figura 2 se representa un diseño típico de VFA. Como se puede apreciar, sus componentes principales son un plenum de aire primario, una serie de toberas de inyección de aire, una cámara de mezcla y una batería de intercambio de calor. El aire primario o de ventilación, que proviene de una unidad de tratamiento de aire (UTA), se introduce en el plenum en las condiciones de

temperatura y humedad especificadas en el diseño. Debido al diseño geométrico de las toberas, la presión estática fija mantenida en el interior del plenum, se convierte en presión dinámica. Así, se genera una presión estática negativa en la zona de mezcla, que fuerza el paso de aire del local, conocido como aire secundario o de inducción, a través de la batería. Finalmente, el aire inducido se mezcla con el aire primario en la citada cámara de mezcla, y el caudal de aire de impulsión total se introduce en el local a climatizar. Así, en una VFA el paso de aire a través de la batería se consigue por efecto de inducción y, por tanto, sin la necesidad de ningún ventilador.

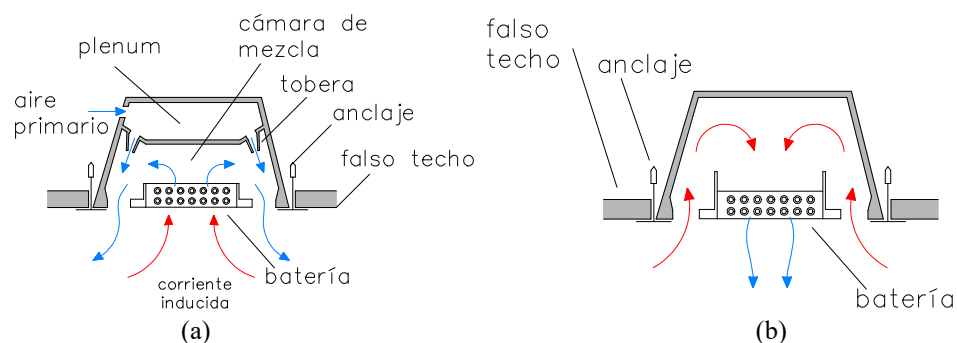


Figura 2: Ejemplo de viga fría activa (a) y de viga pasiva (b).

El coeficiente de inducción (CI) de una VFA se define como la relación entre el caudal de aire inducido y el caudal de aire primario. Este coeficiente es de gran importancia en la fase de desarrollo de una VFA. Un aumento de la corriente inducida, incrementa el coeficiente convectivo del lado aire de la batería, y como consecuencia, incrementa la efectividad de intercambio de calor en la batería.

A pesar de que llamamos, frecuentemente, a este producto "vigas frías", en muchos casos, las VFA pueden emplearse tanto para la calefacción como para la refrigeración del ambiente interior. La VFA es una unidad terminal idónea para aplicaciones con baja carga latente interna, por ejemplo edificios de oficinas, habitaciones de hotel u hospitales [6-7], colegios [8], locales comerciales, etc. El principal competidor del sistema de VFA en estos sectores es el ventiloconvector, más comúnmente conocido como fan-coil (FC). La Tabla 1, elaborada a partir de los estudios de mercado de EUROVENT para el año 2018 [9-10], muestra el tamaño de los mercados nacional y europeo para ambos tipos de unidad terminal, así como para las vigas frías pasivas (VFP) y las unidades perimetrales por inducción (UP), tecnologías que por sus usos y características tienen mucha menor implantación. En el caso de VFP, el aire primario se suministra al espacio a acondicionar a través de un sistema de ventilación desacoplado. De esta manera, el elemento principal de una VFP es la batería de intercambio de calor. Como consecuencia, el intercambio de calor aire-agua se lleva a cabo por convección natural, a diferencia de una VFA, donde se lleva a cabo por convección forzada (ver Figura 2).

Tabla 1. Tamaño de los mercados nacional y europeo en 2018 para diferentes unidades terminales, elaborada a partir de los informes Eurovent Market Intelligence [9-10].

	VFP	VFA	UP	FC	TOTAL
Ventas 2018 en Euros					
España + Portugal	0 €	1.039.247 €	867 €	31.020.933 €	32.061.047 €
EU28	738.243 €	43.955.752 €	2.557.402 €	351.566.999 €	398.818.396 €
Porcentaje de ventas en 2018					
España + Portugal	0,00%	3,24%	0,00%	96,76%	100,00%
EU28	0,19%	11,02%	0,64%	88,15%	100,00%

VFP = Viga Fría Pasiva (convección natural, sólo refrigeración, montaje en techo); VFA = Viga Fría Activa (convección forzada por inducción, calefacción y refrigeración, modelos de 2 y 4 tubos, montaje en techo); UP = Unidad Perimetral (convección forzada por inducción, calefacción y refrigeración, montaje vertical o a lo largo de pared en fachada); FC = Fan Coil o ventiloconvector (convección forzada por ventilador, calefacción y refrigeración, modelos de 2 y 4 tubos, cualquier montaje)

De estos datos se desprende que el FC es la unidad terminal por excelencia: representa un 96,76% de las ventas en España + Portugal, y un 88,15% en el ámbito de la Unión Europea (EU28). Este resultado era de esperar, ya que la tecnología del FC es madura, robusta, flexible y bien conocida por los prescriptores. En cuanto al mercado de las VFA, sus cifras de negocio son bastante desiguales entre los países europeos, gozando de mayor implantación en Escandinavia, Reino Unido y Francia. Para el año 2006, la cuota de mercado de las VFA en España + Portugal era del 1,85%, subiendo al 13,99% para el conjunto de la UE28. Aunque esta cifra es significativa, la tecnología no ha alcanzado el nivel de ventas que proyectó la industria a principios de la década del 2000 [11]. Las ventas crecieron con fuerza entre los años 2000 a 2008. Durante este periodo, el sistema de VFA tenía ventajas claras sobre los sistemas de FC: menor nivel de ruido, menor consumo de energía por unidad de refrigeración, además de mejorar la calidad del aire interior debido a la ausencia de bandeja de condensados. Sin embargo, a partir del año 2008 se popularizaron los FC con motores electrónicamente conmutados (ECM), que reducen considerablemente el consumo de electricidad y el nivel de ruido. Esta mejora acortó la distancia entre ambos sistemas, amplificando la importancia de ciertos inconvenientes de la tecnología VFA.

Para que la tecnología VFA alcance todo su potencial, es preciso analizar y contrarrestar esos inconvenientes:

- *Riesgo de condensación:* Para evitar condensación en la batería, el agua se suministra a una temperatura entre 1 °C y 2 °C por encima del punto de rocío de la zona, lo que resulta en temperaturas típicas de entrada de agua entre 14 °C y 18 °C [12]. Normalmente el control de la VFA se realiza en un bucle local, midiendo la temperatura seca de la zona y controlando el caudal de agua que se introduce en la VFA. Existen varios sistemas para prevenir la formación de condensado, y actuar en caso de aparecer. Sin embargo, la constante de tiempo de las VFA puede alcanzar hasta los 10 minutos [13], por lo que un aumento súbito en la humedad del local puede causar condensación antes de que el sistema tenga tiempo de reaccionar. Para evitar este problema, algunos fabricantes instalan un sensor de condensación en superficie, cerca de la entrada de agua a la viga, de manera que cuando se detecta la formación de condensado, se corta de inmediato el suministro de agua a la viga. Esta acción puede resolver el problema o agravarlo, ya que se pierde entre el 60% y el 85% de la potencia sensible de refrigeración. Cuando la fuente de humedad son las personas, y se deja de climatizar el espacio, con toda seguridad aumentará la sudoración por falta de confort térmico. En estas circunstancias, si la capacidad de secado del aire primario no es suficiente, el punto de rocío del aire de la zona aumentará y la viga fría nunca podrá entrar en funcionamiento, quedando totalmente bloqueado el sistema de climatización. Otro problema habitual con la condensación aparece al comenzar la operación del sistema en climas húmedos: antes de suministrar agua a las vigas, es necesario reducir el punto de rocío de las zonas utilizando aire primario. Esto puede llevar bastante tiempo, ya que el caudal de aire primario es del orden del caudal de ventilación normativo (en Europa), aproximadamente un 60% inferior al caudal habitual de impulsión de un sistema todo-aire.
- *Mayor coste de inversión:* los sistemas de VFA requieren mayores superficies de intercambio que los FC, ya que para trabajan con agua a mayor temperatura y con menor salto térmico. El interés por rebajar los costes de inversión se acentuó notablemente durante la recesión de 2008, lastrando el mercado de las VFA.
- *Hábitos de prescripción:* las empresas de ingeniería tienden a utilizar las soluciones que ya conocen y que han dado buenos resultados en el pasado. En las aplicaciones objetivo de las VFA, las tecnologías más consolidadas y conocidas son los sistemas de FC, los sistemas todo-aire de volumen variable (VAV) y, más recientemente, los sistemas de volumen de refrigerante variable (VRF). En la etapa de diseño de una instalación de VFA, se debe de asegurar un intercambio de calor únicamente sensible en el local. En este sentido, el aire primario suministrado a las VFA debe de ser suficiente para garantizar:
 - El aire mínimo de renovación requerido según la legislación vigente aplicable en cada caso.
 - Que se combate toda la carga latente generada en el interior de la sala y, por tanto, que la temperatura de rocío del local se mantenga lo suficientemente baja, para evitar el riesgo de condensación en la batería. Por supuesto, esta cantidad de aire necesaria dependerá del grado de humedad absoluta del aire primario. Cuanto más seco esté el aire primario, menor cantidad de aire será necesaria.
 - Que la inducción de aire a través de la batería de intercambio de calor sea suficiente, para que la capacidad de refrigeración de la VFA, contrarreste la generación de carga sensible de la sala.

- *Falta de estudios contrastados sobre las prestaciones de las VFA:* Relacionado con el punto anterior, existen muy pocos estudios sobre las prestaciones del sistema VFA, y las comparativas publicadas presentan importantes sesgos según los intereses de los promotores del estudio. Esta situación crea desconfianza a todos los niveles, y en particular entre arquitectos e ingenieros. Para fomentar el uso de los sistemas VFA, es imprescindible cuantificar y posicionar su consumo energético, considerando todas las posibles configuraciones de sistema. También es deseable dotar a los actores del mercado de herramientas de cálculo transparentes, que permitan calcular consumos para un proyecto dado.

1.2. Estado del conocimiento.

En esta sección se realiza una revisión bibliográfica con el objetivo de conocer el estado de la tecnología de VFA, tanto a nivel de unidad terminal como del sistema de climatización completo. La bibliografía disponible se ha dividido en cuatro grupos que representan las cuatro líneas principales de la presente tesis doctoral: (1) Modelos de la transferencia de calor en VFA; (2) Modelos de cálculo del caudal de aire inducido en VFA; y (3) Estudios de prevención de condensación en instalaciones de VFA; (4) Comparación de las prestaciones de las instalaciones de VFA y FC.

1.2.1. Modelos de la transferencia de calor en VFA.

En 2014, Chen et al. [14] ensayaron experimentalmente cuatro modelos de VFA con baterías de dos filas de tubos al tresbolillo. Las VFA utilizadas se diferenciaban en el conexionado de los tubos, ensayándose configuraciones de 1, 2, 4 y 8 circuitos de flujo mixto cruzado-contracorriente. Para cada VFA se hizo un barrido de caudal de agua, que habitualmente es la variable controlada para modificar la capacidad de refrigeración de una VFA. Los autores llegaron a la conclusión de que la configuración con 2 circuitos es la opción más razonable en términos de efectividad y pérdida de carga. Los resultados experimentales obtenidos, sirvieron a estos mismos autores para publicar un segundo artículo en 2015 [15]. En este nuevo artículo, los autores profundizan en el comportamiento térmico de la unidad terminal. Desarrollan y calibran un modelo numérico estacionario para la batería de intercambio, que permite conectar libremente los tubos y tener en cuenta no-uniformidades en la distribución de aire. Utilizando este modelo, y para un caudal total de aire determinado, investigan el efecto que la distribución de aire tiene sobre la capacidad de refrigeración de la VFA, y optimizan la circuitería para maximizarla capacidad de refrigeración, logrando una mejora modesta de entre un 1,7% y un 3%. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire, los autores utilizan el conocido como factor de Colburn ($j = Nu/RePr^{1/3}$), así como la correlación desarrollada por Youn et al. [16] bajo condiciones de intercambio de calor sensible. Sin embargo, esta correlación desarrollada por Youn et al. [16] es válida para números de Reynold (Re) superiores a 800, mientras que las reducidas velocidades de paso de aire a través de la batería de una VFA, hacen que trabajen por debajo de este límite ($Re < 800$). Además, Chen et al. [15] en 2015 utiliza unas correlaciones del coeficiente de transferencia de calor por convección de calor del lado agua, que son válidas en flujos completamente desarrollados, sin embargo, en VFA se esperan condiciones en régimen de transición

Las prestaciones estacionarias de las VFA suelen caracterizarse utilizando modelos más sencillos. Dentro de esta categoría encontramos los modelos híbridos, basados en principios físicos y datos empíricos, y los modelos empíricos, basados en regresiones de datos experimentales o de catálogo. Los modelos híbridos requieren un menor número de datos experimentales para ser calibrados, sin embargo, su formulación es más compleja que la de los modelos empíricos. A la categoría de modelos empíricos pertenece el modelo propuesto por Carvajal G. et al. [17] en 2016. En esta publicación, la transferencia de calor que se produce en la batería de la VFA, se caracteriza a través de una curva bicuadrática en función del caudal de aire inducido (V_{sc}), y el gradiente térmico entre la entrada de aire inducido y de agua fría ($\Delta T = T_r - T_{wi}$).

$$P_w = a + b \cdot \Delta T + c \cdot \Delta T^2 + d \cdot V_{sc} + e \cdot V_{sc}^2 + f \cdot \Delta T \cdot V_{sc} \quad (1)$$

Además, los autores demuestran que para valores fijos de V_{sc} , la efectividad de la batería se mantiene constante para diferentes valores de ΔT . De esta manera, consiguen reducir considerablemente el número de ensayos experimentales necesarios para caracterizar completamente una VFA. En concreto, caracterizan la VFA para un único valor ΔT , mientras que para el resto de valores de ΔT , la potencia térmica de la batería se obtiene analíticamente.

$$\varepsilon_{\Delta T_1} \approx \varepsilon_{\Delta T_2} \rightarrow \frac{P_w(\Delta T_1, V_{sc})}{C_{min} \times \Delta T_{1,max}} \approx \frac{P_w(\Delta T_2, V_{sc})}{C_{min} \times \Delta T_{2,max}} \rightarrow P_w(\Delta T_2, V_{sc}) = P_w(\Delta T_1, V_{sc}) \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \quad (2)$$

Debido a su menor complejidad y, por tanto, a sus reducidos costes de computación, los modelos empíricos de VFA son comúnmente utilizados por los diferentes programas de simulación térmica. Bezt et al. [18] en 2012 analizan los pros y los contras de los modelos térmicos de VFA incluidos en los siguientes programas de simulación térmica; eQuest 3.64b, Trace TRACE, IES-VE, Energy Plus v7.0 y TRNSYS 17. Su conclusión es que el modelo térmico incluido en TRNSYS 17, además de ser el más detallado, presenta una gran flexibilidad para analizar distintas estrategias de control, haciendo uso de modelos de programación personalizados. Sin embargo, los autores encontraron una serie de desventajas al analizar el modelo térmico incluido en TRNSYS 17:

- Elevado número de iteraciones asociadas al modelo de intercambio de calor en la batería.
- Cada VFA debe de modelarse individualmente, es decir, no es posible que a través de un único componente se puedan definir una agrupación de VFA en la misma sala.
- No existe un control específico para llevar a cabo estrategias de control de volumen de aire variable o de reducción del riesgo de condensación. Sin embargo, tal y como se comentó anteriormente, estos controles pueden llevarse a cabo a través de modelos de programación personalizados.

Por otro lado, en cuanto a los modelos híbridos, Filipsson et al. [19] en 2017 presentan un modelo basado en el método ε - NTU , que garantiza una alta precisión, sin requerir un gran número de medidas experimentales para su calibración. Puesto que no existe una correlación ε - NTU específica para los modelos de batería de una VFA, los autores utilizan una correlación comúnmente utilizada en intercambiadores de calor de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar. En concreto, utilizan la correlación establecida por Laskowski et al. [20], que es válida para intercambiadores de flujo cruzado de un solo paso, en los que caudal de aire es uniforme. En cambio, en la batería de una VFA no se cumplen ninguna de estas condiciones. Por otro lado, para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire, utilizan la correlación propuesta por Rabehl et al. [21], donde todos los términos geométricos se agrupan en dos coeficientes (C_1 y C_2). Estos coeficientes se obtienen a través de ajustes por mínimos cuadrados de resultados experimentales.

$$\varepsilon = \left(\frac{NTU}{1 + 1.1238 \cdot NTU} + e^{-NTU} - 1 \right) \cdot C_r + 1 - e^{-NTU} \quad (3)$$

$$\frac{(hA)_0}{k_{air}} = C_1 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{sc}}{\mu_{air}} \right)^{C_2} \cdot Pr_{air}^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{air,s}} \right)^{0.25} \quad (4)$$

Por otro lado, Ke et al. [22] en 2019 proponen un modelo híbrido simplificado de VFA donde, una vez conocido el caudal de aire inducido, sólo requiere una ecuación con seis coeficientes para predecir su potencia térmica. El modelo se basa en la determinación del coeficiente global de transmisión térmica de la batería de la VFA (UA) y, por tanto, evita la utilización de correlaciones ε - NTU . Además, a diferencia del modelo propuesto por Filipsson et al. [19], los autores utilizan la misma correlación para determinar los coeficientes de transmisión de calor por convección (h) del lado aire y agua. Esta correlación está basada en los números de Reynold (Re) y de Prandtl (Pr), donde C , m y n son coeficientes que se obtienen mediante el método de mínimos cuadrados amortiguados, a partir de resultados experimentales.

$$Q_w = UA(T_{a,in} - T_{w,in}) \quad (5)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (6)$$

Filipsson et al. [19] en 2017 y Ke et al. [22] en 2019 concluyen que sus modelos son capaces de predecir la potencia térmica de la batería de una VFA, en un amplio rango de condiciones de operación. Sin embargo, estos modelos no permiten analizar el efecto no uniforme del caudal de aire inducido. Sin embargo, tal y como demuestra Chen et al. [15] en 2015, el caudal de aire inducido por una VFA no es uniforme. Por este motivo, los modelos híbridos y empíricos encontrados no permiten analizar las condiciones reales de trabajo de una VFA.

Por otro lado, únicamente se ha localizado un artículo de 2014 publicado por Chen et al. [23], donde se utiliza un modelo dinámico del comportamiento térmico de una VFA. Los autores desarrollaron un modelo formado por dos sub-modelos simplificados: uno para describir el proceso de la inducción de aire, y otro de parámetros concentrados para describir el comportamiento térmico del intercambiador de calor. El modelo es semiempírico, con parámetros ajustables cuyos valores se determinan a partir de ensayos de laboratorio que también se discuten en el artículo.

1.2.2. Modelos de cálculo del caudal de aire inducido en VFA.

El elevado efecto turbulento del aire a la salida de las toberas, convierte su análisis teórico en un problema de tal complejidad, que únicamente es abordable a través de herramientas de mecánica computacional de fluidos (CFD), con validación experimental [24-28]. En los modelos empíricos de VFA propuestos por Chen et al. [23] en 2014 y por Maccarini et al. [29] en 2015, el caudal de aire inducido se calcula en función del caudal de aire primario, o de la presión en el interior del plenum. En cambio, Filipsson et al. [30] en 2016 analiza diferentes metodologías experimentales utilizadas para la determinación del CI, así como su grado de sensibilidad al caudal de aire primario, el caudal de agua, la temperatura de impulsión de agua y de la sala. Los resultados obtenidos demuestran que, debido a las fuerzas de flotabilidad, CI presenta el mismo grado de influencia de la temperatura de agua, que del caudal de aire primario. Sin embargo, los mismos autores publicaron un segundo artículo en 2017 [19], donde plantean un CI constante e independiente de las condiciones de operación. Así, comparan el efecto de las diferentes metodologías de cálculo del valor de CI propuestos en ambos artículos, sobre las prestaciones térmicas de una VFA. Los resultados obtenidos muestran una desviación media del 2,2% en la evaluación de las prestaciones térmicas de una VFA.

1.2.3. Estudios de prevención de condensación en instalaciones de VFA.

En relación con el estudio de los sistemas de climatización con VFA, la mayoría de los trabajos se centran en estudiar la problemática asociada a la prevención de la condensación en la batería de enfriamiento de la VFA. En 2005, Kosonen et al. [31] estudian el problema de la condensación en VFA en un edificio de oficinas en Singapur, un clima caluroso y húmedo. Para ello, monitorizan las condiciones de operación de las VFA situadas en una de las oficinas, y de la sala de conferencias. Concluyen que para que el sistema opere sin condensación es necesario minimizar las infiltraciones, controlar cuidadosamente el contenido de humedad del aire primario, e implementar un procedimiento de puesta en marcha que reduzca suficientemente el punto de rocío del aire interior antes de poner en funcionamiento el circuito de agua fría del sistema. Sin embargo, a pesar de llevar a cabo estas medidas preventivas, comprueban que, a lo largo del periodo de operación de las VFA, se alcanzan situaciones de riesgo de condensación. En estos casos, el sistema de control de condensación propuesto por los autores, es capaz de regular la temperatura de impulsión de agua fría y de aire primario. Los resultados obtenidos demuestran que estas dos medidas son capaces de mantener la temperatura de rocío de las estancias por debajo de la temperatura de impulsión de agua fría. Sin embargo, no se aporta información sobre los consumos eléctricos asociados a la prevención de condensación en instalaciones de VFA.

En 2010, Wahed et al. [32] estudia la integración de una rueda desecante en la unidad de tratamiento de aire primario de un sistema de VFA. La aplicación es un edificio de oficinas en Singapur, y las simulaciones se realizan con el programa de simulación térmica TRNSYS. En este trabajo se llega a la conclusión de que el sistema puede operar sin problemas, manteniendo las condiciones de temperatura y humedad interiores dentro del rango de confort. Además, estudia diferentes fuentes para regenerar el desecante: electricidad, calor residual, energía solar. Finalmente, llega a la conclusión de que la regeneración solar puede reducir el consumo de energía hasta en un 20 %. Sin embargo, este artículo no contempla ninguna medida alternativa a la rueda de desecantes, ni desde el punto de vista energético ni económico.

Además, en los dos artículos analizados, se estudian metodologías de control de condensación centralizadas. De esta forma, en edificios con salas de usos variados, las exigentes necesidades de secado de unas salas con respecto a otras, puede dar lugar a un incremento del consumo energético global del edificio.

1.2.4. Comparación de las prestaciones de las instalaciones de VFA y FC.

A nivel profesional, se han editado varias guías de diseño orientadas al prescriptor, destacando la segunda edición de la guía de REHVA (Federation of European Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations) [12], la guía de la CBCA (Chilled Beam and Ceiling Association) [33], y la guía del fabricante TROX [34]. Pueden encontrarse también diversos artículos técnicos en revistas como ASHRAE Journal o ASHRAE Transactions, y artículos de opinión que describen el estado del sector. Dentro de este último grupo de publicaciones, es interesante destacar una polémica surgida en el Reino Unido a raíz de la publicación en 2013 de un estudio [35] que comparaba las prestaciones de los sistemas de VFA con los de FC para cuatro tipologías de edificios de oficinas en Londres y Birmingham. La conclusión principal de este trabajo es que los sistemas de VFA reducen el consumo energético anual un 22% en promedio. El estudio, financiado por la asociación de fabricantes de vigas frías CBCA, recibió poco después una réplica por parte de la asociación de fabricantes de unidades de FC, con un segundo estudio [36]. Los fabricantes de FC alegan que los resultados de ahorro se deben a las hipótesis del estudio, que consideran sesgadas: en el sistema de VFA opera con agua a 14 °C, mientras que el sistema de FC opera a 7 °C. El resultado es un coeficiente de eficiencia energética (*EER*) mucho menor para la unidad de producción del sistema con FC, factor que explicaría en buena medida el ahorro logrado por el sistema de VFA. No obstante, ninguno de estos estudios resulta convincentes para un lector independiente. Por ejemplo, es un hecho que los sistemas de FC suelen diseñarse para operar a temperaturas menores que los sistemas de VFA. La cuestión aquí no está únicamente en el ahorro logrado sino también en el coste de inversión, que va a ser mayor en el sistema de VFA por requerirse más superficie de intercambio. En este sentido, es imprescindible cuantificar todos los costes de inversión, operación y mantenimiento, y no sólo algunos de ellos. Por otro lado, en ninguno de los estudios se explica cómo se satisface la carga latente interna y de ventilación, ya que para llevar a cabo esta función se requiere agua a unos 7 °C en condiciones punta. No aparecen esquemas de principio del sistema completo, ni datos sobre cómo se ha modelado el comportamiento de los equipos a carga parcial. Como conclusión, este tipo de estudios crean incertidumbre y dañan gravemente la imagen del sistema de VFA a los ojos de potenciales prescriptores. Así, existe una creciente necesidad de realizar estudios independientes, y crear herramientas de cálculo abiertas y de uso libre.

1.3. Sistemas de climatización con VFA y FC.

1.3.1. Sistema de climatización con VFA.

Tal y como se muestra en la Figura 3, una instalación de VFA se compone de tres elementos principales; una UTA, una enfriadora o bomba de calor y la propia VFA. La función principal de la UTA es la de deshumectar el aire primario lo suficiente, para compensar las cargas latentes generadas en el interior del edificio. La válvula de tres vías V1 (ver Figura 3) controla la temperatura de impulsión del aire primario T1 variando el caudal de agua suministrado a la batería de frío de la UTA. La temperatura T1 suele mantenerse en torno a 16 °C, para lo cual, la temperatura de producción de agua de la enfriadora se suele fijar a 7 °C.

Por otra parte, para cada zona, una válvula de dos vías (V2) varía el caudal de agua suministrado a las vigas con el objetivo de mantener la temperatura de consigna de la zona (T2). Con el objetivo de evitar la condensación, la temperatura de agua suministrada a las VFA se fija normalmente entre 14 y 18 °C. Así, en instalaciones con una única enfriadora que suministra agua fría tanto a las VFA como a la UTA, la válvula diversora V3 controla la temperatura de agua suministrada a las VFA. De esta forma, se aprovecha la temperatura del agua de retorno de las VFA para aumentar la temperatura de agua suministrada a las VFA. En cambio, en instalaciones con dos enfriadoras, se define una temperatura de producción de agua fría diferente para cada circuito. De esta manera, se mejora razonablemente el COP de la enfriadora del circuito de VFA. Sin embargo, este tipo de instalación supone un incremento el coste de inversión inicial, y considerando que únicamente una fracción de la demanda térmica total es combatida por la potencia térmica del lado agua de una VFA, el beneficio energético asociado a la utilización de dos unidades de producción puede no ser suficiente para garantizar la amortización de la instalación en un periodo de tiempo razonable.

Por último, la compuerta de caudal de aire constante (CC) garantiza que el caudal de aire inyectado a través de las toberas de inducción se mantenga constante. De esta manera, se asegura que el caudal de aire de inducción se mantenga constante, a la vez que se evita un incremento de la potencia sonora. En algunos casos, antes de CC se suelen instalar unas compuertas todo-nada, que evitan la ventilación de zonas no ocupadas, con

el consecuente ahorro energético. Por este motivo, los ventiladores utilizados en la UTA son de velocidad variable, y su control se lleva a cabo a través de la medición de la diferencia de presiones (DP) entre la red de impulsión y retorno de aire.

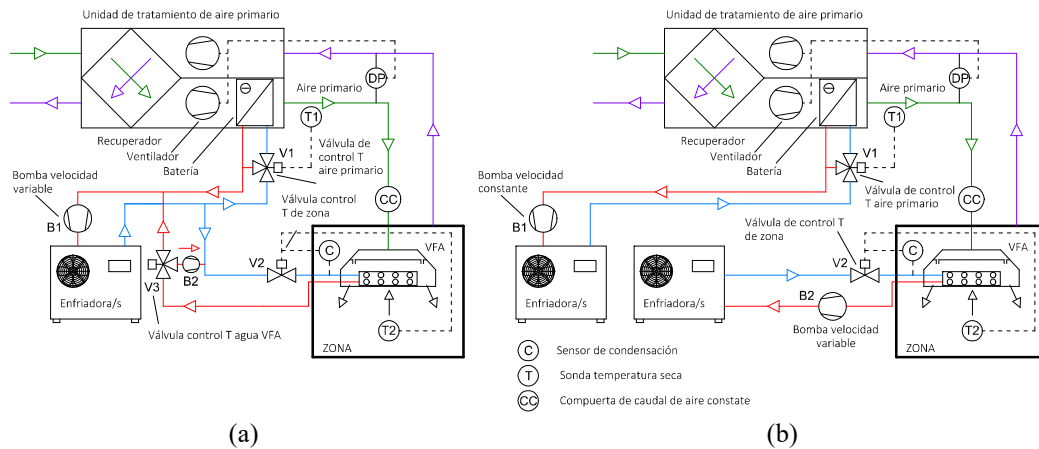


Figura 3: Esquema de una instalación de VFA con una (a) y dos (b) enfriadoras.

1.3.2. Sistema de climatización con FC.

Un FC es una unidad compacta de transferencia de calor de alto rendimiento, que se compone de un ventilador, un filtro de aire de retorno, una batería de intercambio de calor y una bandeja de drenaje de condensado. Tal y como se puede apreciar en la Figura 4, el esquema de una instalación con FC es más sencillo que el de una instalación con VFA. La válvula de dos vías (V2) controla el caudal de agua suministrado a los FC con el objetivo de mantener la temperatura de consigna de la zona (T2). Este control puede ser todo-nada o proporcional. Adicionalmente, el control de la temperatura de zona también se puede llevar a cabo regulando la velocidad del ventilador, aunque en la mayoría de las instalaciones la selección de la velocidad del ventilador se deja en manos del usuario. Por otro lado, el aire primario o de renovación no necesita ser deshumectado, por lo que sería suficiente con la utilización de un recuperador de calor. En cambio, la presencia de la bandeja de drenaje o condensado conlleva un incremento de los costes asociados al mantenimiento de la instalación de FC.

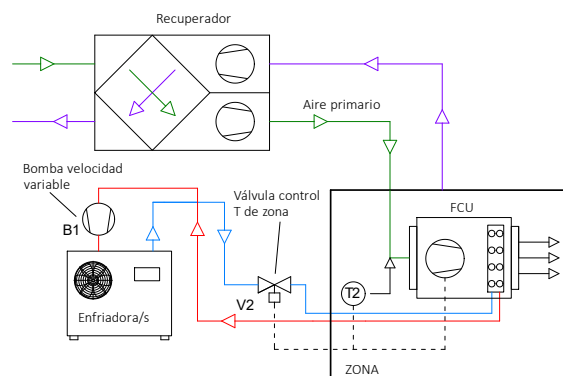


Figura 4: Esquema de una instalación con FC.

1.4. Evaluación de las distintas estrategias de control para evitar la condensación en VFA.

Tal y como se plantea en el estudio del arte de la tecnología de VFA, la condensación sobre la superficie de la batería, es uno de los principales inconvenientes en las instalaciones de VFA. El nivel de confort asociado a una instalación de VFA depende, en gran medida, de la selección de una adecuada estrategia de control de condensación. A continuación, se describen tres estrategias de control de condensación aplicables en instalaciones de VFA. De estas estrategias, la primera (sistema 0) y la tercera (sistema 2), son comúnmente utilizadas en instalaciones reales. En cambio, el control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería de la VFA mediante válvulas de 3 vías (sistema 1), es menos conocido y utilizado.

1.4.1. Sistema 0: Sensor de condensación.

Se trata del esquema de control más sencillo, siendo utilizado por muchos fabricantes de VFA (Figura 5 (a)). En cada zona se instala un sensor de condensación (*C*) sobre la superficie de la batería o en la tubería de entrada de agua fría. Si el sensor detecta gotas de agua líquida, se corta el paso de agua por la válvula (*V2*). Como consecuencia, pierde entre el 60% y el 85% de la potencia sensible de refrigeración. Tal y como se comentó anteriormente, este sistema puede conducir al bloqueo de la instalación de VFA. Por este motivo, se proponen otros tres sistemas de prevención de condensación adicionales.

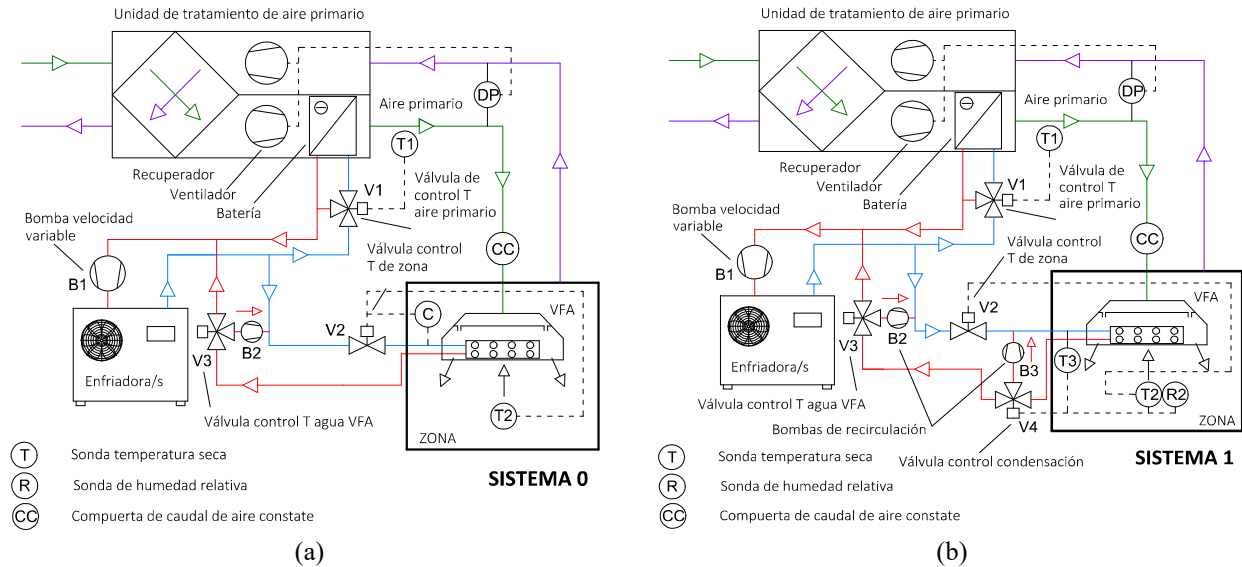


Figura 5: Sistema 0: sensor de condensación (a). Sistema 1: control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería (b).

1.4.2. Sistema 1: Control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería.

El esquema de principio se representa en la Figura 5 (b). En este caso, se reemplaza la sonda de condensación por un sistema más elaborado que mide la temperatura de la superficie del tubo de agua fría (*T3*) y la temperatura de rocío del aire del local a partir de la temperatura seca (*T2*), la humedad relativa (*R2*) y la presión. Si existe riesgo de condensación ($T_3 < T_{rocio,zona} + 0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$), se actuará sobre la válvula diversora situada a la salida de la batería de agua de retorno para aumentar la temperatura de entrada de agua en la VFA hasta un valor que evite el riesgo de condensación ($T_3 = T_{rocio,zona} + 1 \text{ } ^\circ\text{C}$). Este control se llevará a cabo de forma individualizada para cada local. De esta forma, la reducción de potencia térmica asociada a este aumento de temperatura de entrada de agua en la batería, sólo afectará al local con riesgo de condensación. El inconveniente de este sistema es tener que utilizar la bomba B3. Aunque se trata de una bomba de reducidas dimensiones, el mantenimiento y ruido asociados hacen que los fabricantes raramente opten por esta solución.

1.4.3. Sistema 2: Control centralizado de la temperatura de impulsión de aire primario.

El objetivo de esta estrategia es reducir el contenido de humedad del aire primario cuando se detecta riesgo de condensación. En caso de riesgo de condensación, algunos fabricantes reducen la temperatura de impulsión del aire primario (Punto T1 de la imagen de la izquierda de la Figura 6) que en condiciones nominales de trabajo se mantiene en 16 °C. La temperatura de consigna se reduce hasta que desaparece el riesgo de condensación. Sin embargo, se define un límite inferior de control de dicha temperatura, que se sitúa en los 14 °C. Llegado a este límite inferior, si persiste el riesgo de condensación, el sistema anula el paso de agua a través de la batería. En este sistema, el control del contenido de humedad del aire primario no es directo, sino consecuencia del hecho de reducir la temperatura superficial de la batería de frío. Nótese además que la reducción de la temperatura de consigna del aire primario se aplica a todos los locales. Así, se lleva a cabo un incremento de la demanda térmica aportada por el aire primario, y como consecuencia, una reducción de la aportada por el lado agua de la VFA.

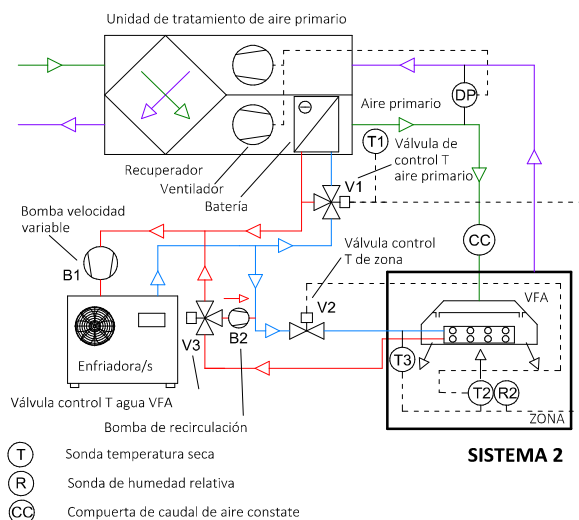


Figura 6: Control centralizado de la temperatura de impulsión de aire primario (sistema 2).

1.5. Objetivos de la tesis.

El objetivo principal de la presente tesis doctoral es adquirir nuevo conocimiento sobre los sistemas de VFA, tanto a nivel de la unidad terminal como del sistema de climatización en que se integra, con la finalidad de mejorar la aplicabilidad e implantación de la tecnología.

Considerando la situación del mercado y de los conocimientos científicos técnicos sobre la tecnología, el objetivo general anteriormente enunciado se concreta en los siguientes objetivos específicos:

OE1. Caracterizar experimentalmente los tipos de VFA más comúnmente utilizados, con el objetivo de determinar sus prestaciones en régimen estacionario dentro de un rango amplio de condiciones de funcionamiento.

OE2. Desarrollar y validar un modelo numérico del comportamiento térmico de las unidades de VFA en estado estacionario.

OE3. Desarrollar un nuevo componente de VFA que pueda ser utilizado en el programa de simulación dinámica TRNSYS [37-38] y, por tanto, permita calcular el consumo anual de energía de las configuraciones típicas de los sistema de climatización aire-agua con VFA.

OE4. Estudiar nuevas estrategias de prevención de condensación aplicables a instalaciones de VFA.

OE5. Comparar las prestaciones de los sistemas de VFA con los de FC diferentes climas de España.

1.6. Metodología y alcance.

Al comienzo de la presente tesis doctoral, el estudio del arte de la tecnología de VFA permitió comprobar que las VFA suelen caracterizarse utilizando modelos empíricos, que se basan en regresiones de datos experimentales. En este sentido, como parte de un proyecto final del Máster titulado “*Tecnologías de climatización y eficiencia energética*”, e impartido en la Universidad Rovira y Virgili, el autor de la presente tesis doctoral supervisa el desarrollo de un modelo empírico de VFA [17]. Este modelo se basa en los ensayos experimentales llevados a cabo sobre una VFA de 4 vías de impulsión.

Sin embargo, el caudal de aire inducido por una VFA no es uniforme, y un modelo empírico no permite analizar este efecto. Por este motivo, se decide desarrollar un modelo numérico que resuelva la transferencia de calor en régimen estacionario en la batería de una VFA. En un modelo numérico, donde la batería se divide en un número determinado de celdas, el caudal de aire inducido se puede distribuir convenientemente a través de estas celdas. De esta forma, permite analizar distribuciones de aire inducido no uniforme.

Tal y como se demuestra en la presente tesis doctoral, los valores de Re del lado aire en VFA se sitúan en el rango $300 < Re < 800$. De esta manera, la correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire desarrollada por Youn et al. [16] y, utilizada en el modelo numérico desarrollado por Chen et al. [15], queda fuera del rango de aplicación de una VFA ($Re < 800$). Además, se observan condiciones en régimen de transición en el lado agua, por lo cual, las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado agua utilizadas por Chen et al. [15] en 2015, tampoco serían válidas.

El coeficiente de transferencia de calor por convección del aire es el más importante, ya que es donde ocurre la mayor resistencia y, por tanto, domina la transferencia de calor. De esta manera, la capacidad del modelo numérico para predecir el comportamiento térmico de una VFA, en gran medida, dependerá de la utilización de una correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire adecuada a sus condiciones de trabajo. En este sentido, en la presente tesis doctoral se presenta una metodología de cálculo de los coeficientes de correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire. Estos coeficientes son libremente ajustables y, por tanto, se ajustan a la respuesta del modelo numérico a resultados experimentales. Esta nueva metodología se valida a través de los resultados experimentales obtenidos de la caracterización térmica de tres modelos diferentes de VFA. Todos los ensayos se realizan siguiendo la norma UNE-EN 15116 [40] en el laboratorio de ensayos descrito en la sección 3.1.

Además, a pesar de la menor importancia del coeficiente de transferencia de calor por convección del agua, en la presente tesis doctoral se utilizan correlaciones válidas en la región de desarrollo térmico e hidrodinámico del flujo (Región de entrada).

Para terminar de modelar el comportamiento de una VFA, se desarrolla un modelo empírico que permite caracterizar el CI. A partir del estudio del arte, se concluye que el análisis teórico del fenómeno de inducción es un problema de tal complejidad, que lo hace quedar fuera del alcance de la presente tesis doctoral. Además, se comprueba la escasa influencia de los diferentes modelos empíricos de cálculo de CI, sobre la predicción de las prestaciones de otros modelos térmicos de VFA. De esta forma, se propone un modelo empírico en función del caudal de aire primario.

Una vez que el nuevo modelo numérico de VFA ha sido validado, se adapta para ser utilizado en el programa de simulación térmica TRNSYS [37-38]. El modelo recibe como entrada las cargas horarias sensible y latente de cada zona del edificio, así como las características del resto de equipos que componen el sistema (enfriadoras, unidad de tratamiento de aire, etc...). Estas simulaciones serán anuales con paso horario, utilizando modelos pseudo-estacionarios de los componentes, a fin de reducir el coste computacional. Los resultados obtenidos a partir de estas simulaciones térmica anuales, permiten llevar a cabo los siguientes estudios comparativos:

1. Evaluar diversas estrategias de control de condensación centralizadas y distribuidas aplicables a instalaciones de VFA. La eficacia de una de las estrategias de condensación propuestas en la presente tesis doctoral (sistema 2), fue validada en una instalación real por Kosonen et al. [31]. Sin embargo, no aportan información sobre los consumos eléctricos asociados a la prevención de condensación en instalaciones de VFA.
2. Analizar las ventajas de operación de las instalaciones de VFA con respecto a los FC en diversas condiciones de trabajo.

Estos estudios se llevar a cabo en diferentes climas de España, a fin de determinar pautas para el diseño y selección de los sistemas de VFA.

1.7. Estructura de la memoria.

La presente memoria se estructura en los capítulos que se describen a continuación.

En el **capítulo 1** se analizan los fundamentos de los sistemas de climatización con VFA, así como de los FC, su máximo competidor en el mercado de los sistemas de intercambio aire-agua. Posteriormente, se analizan las estrategias de condensación comúnmente utilizadas en el control de instalaciones de VFA. Además, se realiza una revisión del estado del arte donde se analizan los siguientes puntos:

1. Las ventajas e inconvenientes de los distintos tipos de modelos térmicos de VFA encontrados en la bibliografía.
2. Carencias de los modelos numéricos de VFA similares al propuesto en la presente tesis doctoral, y justificación de la necesidad de los ensayos experimentales para obtener una correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire.
3. La necesidad de aportar nuevas soluciones para el control de condensación de VFA, así como de estudios comparativos con otros sistemas de intercambio de calor aire-agua.

Por último, se enumeran los objetivos específicos, la metodología, el alcance y la estructura de la memoria de la presente tesis doctoral.

En la primera parte del **capítulo 2** se describe detalladamente el modelo numérico utilizado para caracterizar las prestaciones estacionarias de las VFA. A continuación, se describe y argumenta, el modelo empírico utilizado para caracterizar el caudal de aire inducido de una VFA.

La descripción del análisis y tratamiento de los datos experimentales se lleva a cabo en el **capítulo 3**. En este capítulo se describe el laboratorio de ensayo, así como los tipos de VFA analizados experimentalmente. Posteriormente, se muestran los resultados experimentales utilizados para obtener los coeficientes de correlación de cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire, y del caudal de aire inducido. Finalmente, se analiza la capacidad del modelo numérico de VFA desarrollado en el capítulo 2, para reproducir los resultados experimentales de potencia térmica, y su sensibilidad al efecto de la distribución no uniforme del caudal de aire inducido.

En el **capítulo 4** se presenta un nuevo componente de VFA programado en Fortran [38], para su uso en el programa de simulación térmica TRNSYS. Se describe la integración del nuevo componente de VFA dentro de una instalación completa, que permita analizar las prestaciones de las estrategias de condensación descritas. Además, se lleva a cabo una breve descripción del resto de modelos de la librería de TRNSYS utilizados. Dentro de estos modelos, se analizan los cambios llevados a cabo sobre el modelo de FC propuesto de la librería HVAC de TESS [39]. Estos cambios se justifican con el objetivo de que la comparación de las prestaciones de las instalaciones de VFA y FC sea más justa.

Los casos de estudio y resultados obtenidos se analizan en el **capítulo 5**. Se describe detalladamente el edificio de oficinas utilizado en las simulaciones, así como los perfiles de uso de cada sala. Además, se analizan los criterios de selección de los equipos utilizados en las simulaciones. Finalmente, se lleva a cabo la comparativa de los sistemas de climatización simulados. La comparación se lleva a cabo teniendo en cuenta los criterios de ahorro energético y confort. En primer lugar, se comparan los resultados de las simulaciones térmicas de las distintas estrategias de control de condensación en VFA. Posteriormente, se plantea la comparativa entre los sistemas de climatización de VFA y FC.

En el **capítulo 6** se definen las conclusiones y las líneas de trabajos futuros.

CAPÍTULO 2: MODELO DE CÁLCULO DE LAS PRESTACIONES DE VIGAS FRÍAS ACTIVAS.

2.1. Introducción.

Existen varias razones para utilizar un modelo numérico de VFA, en vez de un modelo más sencillo (empírico o híbridos): (1) no existen correlaciones ε - NTU para algunos de los tipos de baterías comúnmente utilizadas en VFA; (2) el caudal de aire inducido por una VFA no es uniforme, y este modelo permite analizar este efecto; y (3) un modelo dinámico podría ser necesario para analizar la efectividad de alguna de las estrategias de control de condensación.

El modelo se basa en la división de la batería en un número determinado de celdas, a través de las cuales se distribuye en caudal de aire. De esta forma, cada celda se trata como un intercambiador de calor de flujo cruzado y un sólo paso. Además, la hipótesis de caudal de aire uniforme es válida en cada celda, por lo cual existe una correlación $\varepsilon - NTU$ contrastada para ser utilizada. En este sentido, antes de resolver el balance térmico de cada celda, se ordenan según el recorrido del circuito de agua. Así, sus condiciones de contorno se establecen en función de las condiciones de salida del aire y agua, de las celdas adyacentes.

En el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (UA), se utilizan correlaciones suficiente conocidas y contrastadas, para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado agua, y de la eficiencia superficial global de las aletas. Sin embargo, no se ha encontrado en la bibliografía ninguna correlación válida, para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire con bajos valores de Re ($Re < 800$). En este sentido, en la presente tesis doctoral se presenta una metodología de cálculo de los coeficientes de correlación, que se ajustan a la respuesta del modelo numérico a resultados experimentales (ver sección 3.5.2).

Las hipótesis de cálculo del modelo numérico propuesto en la presente tesis doctoral se enumeran a continuación:

1. No se produce condensación en la batería.
2. Las propiedades térmicas del aire y agua se calculan a las temperaturas medias de todas las celdas que componen el modelo numérico. Así, los coeficientes de transferencia de calor del lado aire y agua utilizados son globales.
3. Los tubos se consideran adiabáticos en los codos que conectan el final e inicio de los tubos.
4. Se utiliza la aproximación descrita por Schmidt [45] para el cálculo de la eficiencia superficial global de las aletas.

La primera de las hipótesis muestra un principio general de funcionamiento de las instalaciones de VFA, ya que se debe de evitar la condensación sobre la superficie de la batería. Por otro lado, las variaciones de las propiedades térmicas del aire y agua en los rangos de temperaturas de trabajo de una VFA son muy reducidas, por este motivo, la utilización de las temperaturas medias resulta una aproximación con una baja influencia sobre el comportamiento del modelo. Por último, las dos últimas hipótesis son muy comunes en el desarrollo de modelos térmicos de intercambiadores de calor.

2.2. Modelo numérico para la resolución del intercambio de calor en una batería de una VFA.

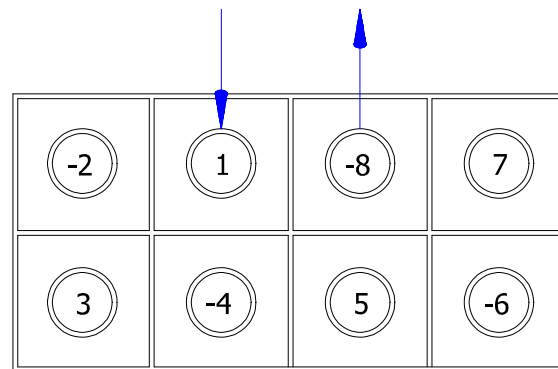
El modelo numérico propuesto utiliza como datos de entrada, las principales características constructivas de las baterías, el número de celdas en que cada tubo se divide longitudinalmente, y la matriz de conectividad. La Tabla 2 muestra el listado completo de las de características constructivas de la batería necesarias para resolver el modelo numérico propuesto. Por otro lado, la Figura 7 muestra el ejemplo de una matriz de conectividad utilizada como dato de entrada del modelo numérico, para una batería de dos filas y cuatro tubos por fila. En estas matrices, cada tubo se identifica por un valor numérico secuencial en función del recorrido seguido por el agua. Además, la dirección de circulación del agua por cada tubo se especifica en función del signo utilizado. En el ejemplo utilizado, el signo positivo indica que el agua circula en la dirección de entrada al papel. Por último, el número de celdas en que se divide longitudinalmente cada tubo es un parámetro seleccionable por

el usuario del modelo numérico. En concreto, todos los resultados experimentales que se muestran en la presente tesis doctoral se han calculado con 10 celdas por tubo.

La matriz de conectividad es utilizada para ordenar de forma secuencial las celdas que recorre el agua, desde la entrada hasta la salida de la batería. La Figura 8 muestra un ejemplo de ordenación de las celdas en una batería de dos filas, cuatro tubos por fila, y dos celdas de división por tubo. Como se puede apreciar, el modelo de ejemplo se compone de un total de 16 celdas, donde la primera y última celda (C_1 y C_{16}), corresponden con la entrada y salida de agua respectivamente. Cada una de las celdas, y como consecuencia todas las propiedades térmicas asociadas a las mismas (temperaturas de entrada y salida de agua y aire, potencia térmica, etc) se ordenan en matrices tridimensionales. La Tabla 3 indica los índices de las matrices tridimensionales de ordenación de las celdas: (1) número de fila (N_{file}); (2) número de tubo dentro de la fila (N_{tube}); (3) número de celda dentro del tubo (N_{cell}).

Tabla 2. Listado de las características constructivas de las baterías.

1	Nº de filas	10	Disposición de los tubos
2	Nº de tubos por fila	11	Material del tubo
3	Nº de circuitos	12	Longitud de un tubo (L)
4	Tipo de aleta	13	Diámetro interior tubos
5	Material de la aleta	14	Diámetro exterior tubos
6	Ancho de aleta (W)	15	Distancia tubo-tubo dirección de flujo de aire (SL)
7	Alto de aleta (H)	16	Distancia tubo-tubo dirección perpendicular al flujo de aire (ST)
8	Espesor de aleta (efin)	17	Longitud proyectada de media ondulación de las aletas corrugadas (XF)
9	Paso de aleta (PF)	18	Amplitud de ondulación de aletas corrugadas (pico-valle sin incluir espesor aleta) (PD)



Matriz de conectividad = [1 -2 3 -4 5 -6 7 -8]

Figura 7. Ejemplo de definición de la matriz de conectividad del modelo numérico

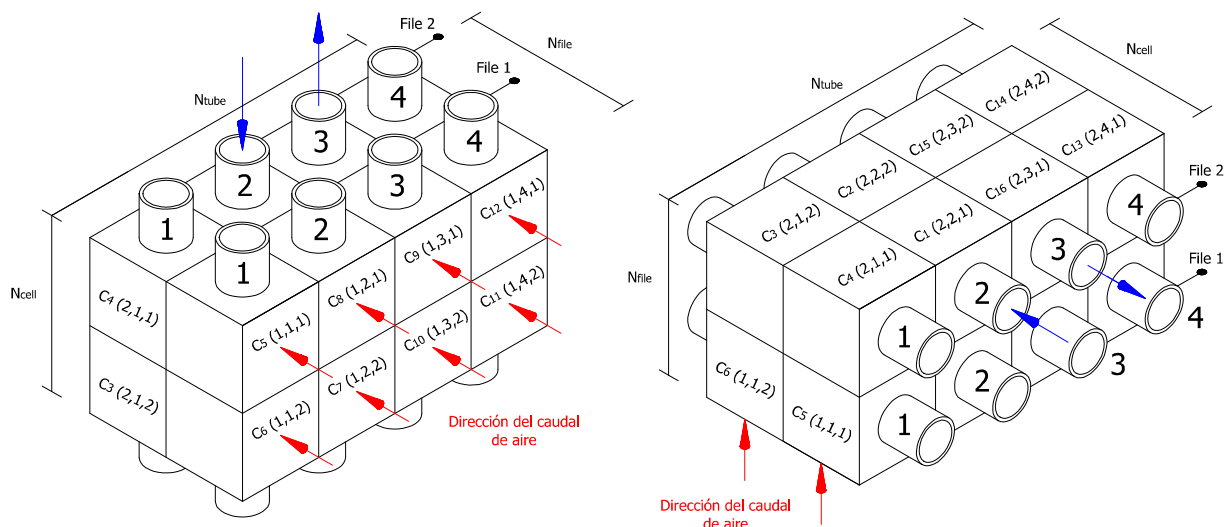


Figura 8. Ejemplo de aplicación del modelo numérico en una batería de 2 filas, 4 tubos por fila y 2 celdas por tubo.

Tabla 3. Ejemplo de ordenación de celdas del modelo numérico.

Cell	File 1			Cell	File 2		
	N_{file}	N_{tube}	N_{cell}		N_{file}	N_{tube}	N_{cell}
C ₁	2	2	1	C ₉	1	3	1
C ₂	2	2	2	C ₁₀	1	3	2
C ₃	2	1	2	C ₁₁	1	4	2
C ₄	2	1	1	C ₁₂	1	4	1
C ₅	1	1	1	C ₁₃	2	4	1
C ₆	1	1	2	C ₁₄	2	4	2
C ₇	1	2	2	C ₁₅	2	3	2
C ₈	1	2	1	C ₁₆	2	3	1

El caudal de agua que circula por cada celda es el mismo (Ec. 7), por lo que se cumple que la temperatura de entrada de agua de una celda, será igual a la temperatura del agua de salida la inmediata anterior (Ec. 8).

$$V_{w,C(i)} = V_{w,C(i-1)} \quad (7)$$

$$T_{wi,C(i)} = T_{wo,C(i-1)} \quad (8)$$

En el lado del aire, en una primera aproximación, la distribución del caudal de aire a través del intercambiador de calor se considera uniforme. Sin embargo, también se comprueba el efecto de una distribución triangular. En cualquier caso, no se considera cambio en la distribución del aire al pasar de una fila a otra de la batería (Ec. 9).

$$V_{sc}(N_{file}, N_{tube}, N_{cell}) = V_{sc}(N_{file} - 1, N_{tube}, N_{cell}) \quad (9)$$

Para el caso de configuraciones de baterías con tubos escalonados, las condiciones de contorno son algo más complejas (ver Figura 9, derecha). La temperatura y humedad de entrada de aire a una celda interna se calcula mezclando los flujos provenientes de las dos celdas adyacentes justo debajo de la misma (Ec. 10). Sin embargo, en configuraciones de baterías con tubos en línea, la temperatura de entrada de una celda interna será igual a la de salida de la celda inferior (Ec. 11). En ambos casos, la temperatura y humedad de entrada en una celda inferior se considera uniforme, e igual a la temperatura del aire inducido.

$$T_{ai}(N_{file}, N_{tube}, N_{cell}) = \frac{T_{ao}(N_{file} - 1, N_{tube}, N_{cell}) + T_{ao}(N_{file} - 1, N_{tube} + 1, N_{cell})}{2} \quad (10)$$

$$T_{ai}(N_{file}, N_{tube}, N_{cell}) = T_{ao}(N_{file} - 1, N_{tube}, N_{cell}) \quad (11)$$

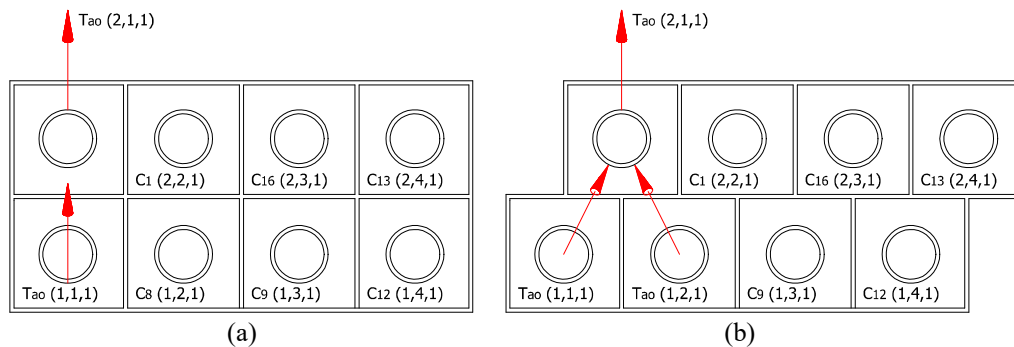


Figura 9. Definición de las temperaturas de entrada de aire en las celdas de filas superiores en baterías de tubos en línea (a) y al tresbolillo (b).

Cada celda se trata como un intercambiador de calor de flujo cruzado y un sólo paso, donde el aire se asume un fluido no mezclado, y el agua es el fluido mezclado. De esta manera, la efectividad del intercambio de calor producido en cada celda, se puede calcular utilizando la siguiente relación $\varepsilon - NTU$.

$$Si C_{air} > C_w \rightarrow \varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NTU \cdot C^*) - 1}{C^*}\right] \quad (12)$$

$$\text{Si } C_{air} < C_w \rightarrow \varepsilon = \frac{1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NTU)]\}}{C^*} \quad (13)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (14)$$

Una vez conocida la efectividad de intercambio de calor de cada celda, su potencia térmica podría calcularse a través de la siguiente ecuación.

$$Q_{cell} = \varepsilon Q_{max,cell} = \varepsilon \cdot C_{min}(T_{ai} - T_{wi}) \quad (15)$$

Así, para poder calcular la potencia térmica de cada celda (Ec. 15), es necesario determinar el valor del número de unidades de transferencia (NTU), que a su vez depende del coeficiente global de transferencia de calor (UA). En términos de resistencia general a la transferencia de calor, y despreciando el fenómeno de conducción de calor a través del área de conexión de las aletas con el tubo ($\frac{1}{2k_0L} \ln \frac{D_o}{D_i}$), el coeficiente global de transferencia de calor se puede calcular a través de la siguiente relación.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2k_t L} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{\eta_0 h_0 A_0} \quad (16)$$

donde: h_i y A_i son los coeficientes de transferencia de calor por convección y el área interior de los tubos; k_t y k_0 son la conductividad térmica de los tubos y de las aletas; η_0 , h_0 y A_0 son la eficiencia superficial, el coeficiente de transferencia de calor por convección de lado aire y el área de las aletas; D_i , D_o y D_c son los diámetros interior y exterior de tubo, y el diámetro exterior total de la superficie primaria ($D_c = D_o + 2\delta_f$).

De esta manera, para conseguir resolver el balance térmico de cada una de las celdas en las que se divide el intercambiador de calor, es necesario calcular los siguientes parámetros: (1) área interior de tubo y de aletas (A_i y A_0); (2) coeficientes de transferencia de calor por convección del lado aire y agua (h_i y h_0); y (3) la eficiencia superficial de las aletas (η_0).

Los balances del lado de aire y del lado de agua se iteran numéricamente hasta la convergencia, que se verifica mediante el monitoreo de la temperatura de salida del aire y agua de cada celda ($T_{ao,i}$ y $T_{wo,i}$). Al inicio del cálculo iterativo, las temperaturas de entrada de aire de las celdas de correspondientes a tubos situados en filas superiores ($N_{file} > 1$) se inicializan, e igualan a la temperatura de entrada del aire en la batería (T_r). Este valor de temperatura es un parámetro de entrada del modelo, que fija la temperatura de entrada de aire en las celdas situadas en la primera fila.

$$T_{ai \text{ init}}(N_{file}, N_{tube}, N_{cell}) = T_r = T_{ai}(1, N_{tube}, N_{cell}) \quad (17)$$

De esta manera, partiendo de la primera celda (C1), cuya temperatura de entrada de agua es conocida ($T_{w,in}$), se comienza a resolver el balance de energía de cada celda secuencialmente. Para ello, es necesario utilizar las condiciones de contorno del lado agua y aire definidas en las Ecuaciones 7 a 11. Una vez resuelto el balance de energía en cada celda, se calculan las nuevas temperaturas de salida de aire y agua de cada celda ($T_{ao,new,i}$ y $T_{wo,new,i}$). Así, se considerará que el modelo ha convergido, si la suma de las diferencias de las temperaturas de salida de aire y agua entre dos pasos de iteración, no supera el valor de tolerancia establecido (Ecs. 18 y 19).

$$\Delta T_{ao} = \sum (T_{ao,new,i} - T_{ao,old,i}) < Tolerancia = 1. \text{d} - 10 \quad (18)$$

$$\Delta T_{wo} = \sum (T_{wo,new,i} - T_{wo,old,i}) < Tolerancia = 1. \text{d} - 10 \quad (19)$$

Si las condiciones de convergencia del modelo numérico no se cumplen, se actualizan los valores de $T_{ao,old,i}$ y $T_{wo,old,i}$ (Ecs. 20 y 21), y se pasa al siguiente paso de iteración para calcular los nuevos ($T_{ao,new,i}$ y $T_{wo,new,i}$)

$$T_{ao,old,i} = T_{ao,new,i} \quad (20)$$

$$T_{wo,old,i} = T_{wo,new,i} \quad (21)$$

De la misma forma, al final de cada paso de iteración se calculan las temperaturas medias del aire y agua a su paso por toda la batería (Ecs. 22 y 23). El valor de estas temperaturas se utiliza para calcular las propiedades térmicas medias de ambos fluidos, utilizadas para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor

por convección del aire y agua.

$$T_{AirAVR} = \frac{\sum (T_{ai} (1, N_{tube}, N_{cell}) + T_{ao} (N_{file}, N_{tube}, N_{cell}))}{(nFile + 1) \cdot nTubesFile \cdot nCellTube} \quad (22)$$

$$T_{LiqAVR} = \frac{\sum (T_{wi} (N_{file}, N_{tube}, N_{cell})) + T_{wo}}{(nFile \cdot nTubesFile \cdot nCellTube) + 1} \quad (23)$$

donde: $nFile$ es el número de filas, $nTubesFile$ es el número de tubos por fila, $nCellTube$ es el número de celdas en que se divide cada tubo y T_{wo} es la temperatura de salida del agua de la batería.

La Figura 10 muestra el diagrama de flujo del proceso de resolución del modelo.

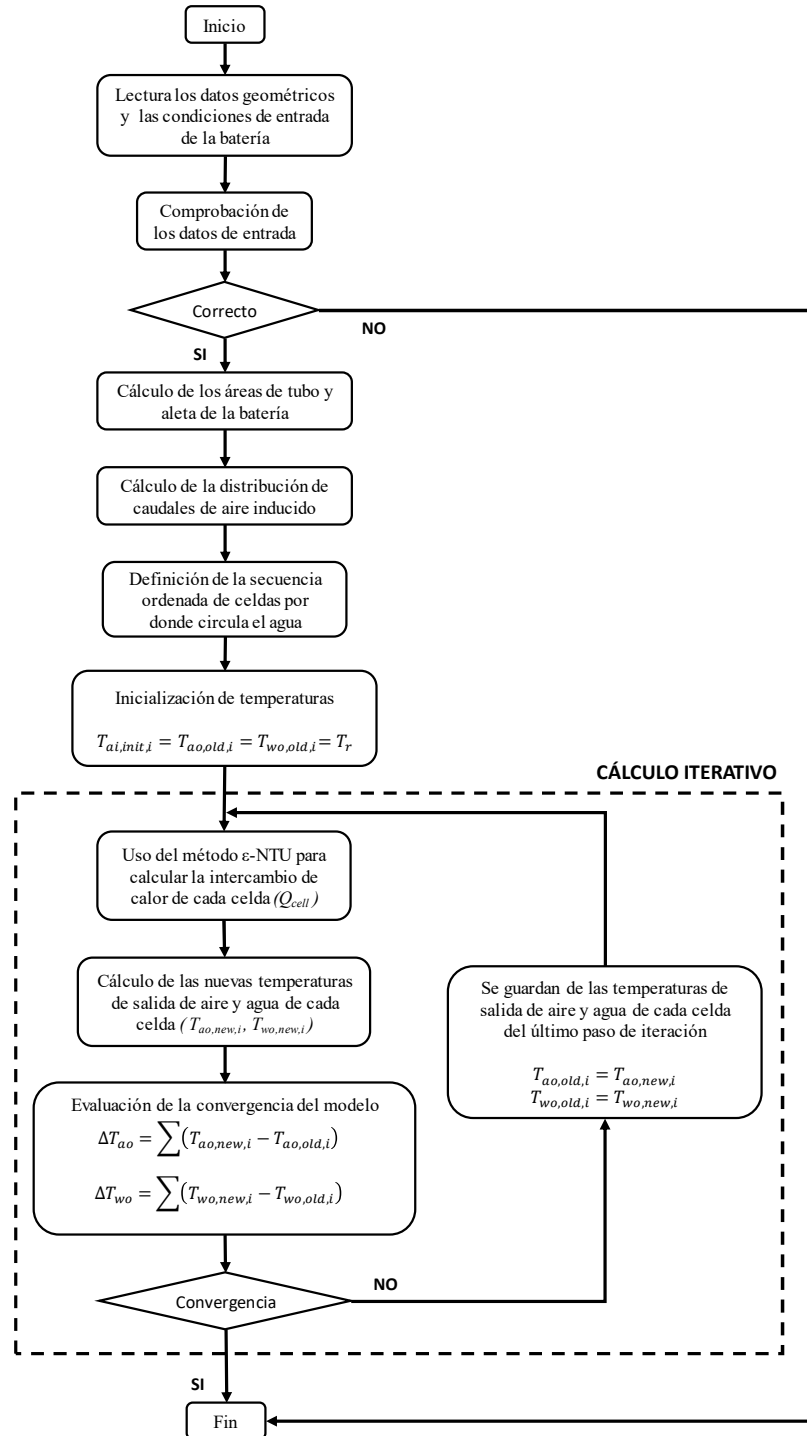


Figura 10. Diagrama de flujo del proceso de resolución del modelo.

2.2.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire

Según Jin G. et. al. [41], el coeficiente de transferencia de calor por convección se puede calcular en función del número de Nusselt y Reynold (Nu_{air} y Re_{air}). La Ecuación 24 muestra la correlación propuesta por Jin G. et. al. [41], donde se considera como dimensión característica el diámetro exterior total de la superficie primaria (D_c).

$$\frac{h_0 \cdot D_c}{k_{air}} = C \cdot Re_{air}^m \cdot Pr_{air}^n ; D_c = D_0 + 2\delta_f \quad (24)$$

donde: C , n y m son coeficientes de correlación experimentales y δ_f es el espesor de las aletas.

Por otro lado, Rabehl et al. [21] presenta una formulación derivada de la Ecuación 24, que permiten expresar el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire a través de la Ecuación 25.

$$\frac{(hA)_0}{k_{air}} = C_1 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{sc}}{\mu_{air}}\right)^{C_2} \cdot Pr_{air}^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{air,s}}\right)^{0.25} \quad (25)$$

donde: C_1 y C_2 son coeficientes que se obtienen a través de los resultados experimentales que se presentan en la sección 3.3, k_{air} es la conductividad térmica del aire, \dot{m}_{sc} es el flujo másico de aire inducido, μ_{air} es la viscosidad dinámica del aire, Pr_{air} es el número de Prandtl del aire y $Pr_{air,s}$ es el número de Prandtl del aire evaluado a la temperatura de la superficie de la batería, que se supone igual a la temperatura media del agua ($T_{WaterAVR}$).

De la comparación de las Ecuaciones 24 y 25, se comprueba que Rabehl et al. [21] utiliza el área de las aletas como dimensión característica. Así, la Ecuación 25 podría reescribirse en los términos de la Ecuación 27. De esta forma, se decide utilizar la formulación presentada por Rabehl et al. [21].

$$Re_{aire,A_0} = \frac{\rho \vartheta A_0}{\mu_{air}} = \frac{\dot{m}_{sc}}{\mu_{air}} \quad (26)$$

$$\frac{(hA)_0}{k_{air}} = C_1 Re_{air,A_0}^{C_2} \cdot Pr_{air}^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{air,s}}\right)^{0.25} \quad (27)$$

Los valores de Pr y μ se evalúan a la temperatura media de aire a su paso por toda la batería (T_{AirAVR}). Para ello, se utiliza el valor de T_{AirAVR} obtenido en el paso de iteración anterior ($T_{AirAVR, old}$). De esta manera, cuando se cumpla la condición de convergencia del modelo, esta hipótesis de cálculo será válida.

$$\Delta T_{ao} = \sum (T_{ao,new,i} - T_{ao,old,i}) < Tolerancia = 1. d - 10 \rightarrow T_{AirAVR,new} \approx T_{AirAVR,old} \quad (28)$$

2.2.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del agua.

El coeficiente de transferencia de calor por convección del agua (h_i) se calcula a través del valor medio del número de Nusselt (Nu). Para ello, se utilizan unas correlaciones válidas para cualquier longitud de tubería y, por tanto, aplicables en la región de desarrollo térmico e hidrodinámico del flujo (Región de entrada) [43]. En concreto, se propone una correlación distinta en régimen laminar (Ec. 30), $Re < 2300$, y turbulento (Ec. 31), $Re > 10000$.

En VFA se esperan condiciones en régimen de transición, o turbulento con bajos valores de Re , en las cuales la región de entrada cobrar mayor importancia. Además, a pesar de que el valor de h_i calculado es global, y por tanto, se podría justificar que la suma de las longitudes de todos los tubos que componen la batería es lo suficientemente grande como para despreciar el efecto de la región de entrada, la unión entre tubos se lleva a cabo mediante codos, que pueden alterar la situación de desarrollo del agua al iniciar cada tubo. Así, la metodología de cálculo de h_i utilizada en la presente tesis doctoral queda justificada.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_t}{D_i} \quad (29)$$

$$Nu_L = \{3.66^3 + 0.7^3 + (Nu_{L,2} - 0.7)^3 + Nu_{T,3}^3\}; Nu_{L,2} = 1.615^3 \sqrt{Re \cdot Pr \cdot d_i/L}; \quad (30)$$

$$Nu_{L,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{1/6} (Re \cdot Pr \cdot d_i/L)^{1/2}$$

$$Nu_T = \frac{(\xi/8)Re \cdot Pr}{1 + 12.7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)} [1 + (d_i/L)^{2/3}]; \xi = (1.8 \cdot \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (31)$$

donde: L es la longitud de tubo; d_i es el diámetro interior del tubo; Pr es el número de Prandtl y Re el número de Reynold.

Los valores de Pr y Re se evalúan a la temperatura media del agua a su paso por toda la batería (T_{LiqAVR}). Puesto que el valor de la temperatura media del agua de cada paso iterativo del modelo numérico ($T_{LiqAVR, new}$), no es conocido hasta que se resuelve el balance de energía de cada celda, se utiliza el valor calculado en el paso iterativo anterior ($T_{LiqAVR, old}$). Así, cuando el modelo numérico converge, la hipótesis planteada será válida ($T_{LiqAVR, new} \approx T_{LiqAVR, old}$)

$$\Delta T_{wo} = \sum (T_{wo,new,i} - T_{wo,old,i}) < Tolerancia = 1. d - 10 \rightarrow T_{LiqAVR,new} \approx T_{LiqAVR,old} \quad (32)$$

Por otro lado, las situaciones de régimen de transición ($2300 < Re < 10000$) se resuelven mediante una interpolación lineal entre ambos regímenes. Para ello, se calculan los valores de Nu en los límites del régimen de transición, $Nu_{L(Re=2300)}$ y $Nu_{T(Re=1000)}$.

$$Nu_{Tr} = \left(1 - \frac{Re - 2300}{1000 - 2300} \right) Nu_{L(Re=2300)} + \left(\frac{Re - 2300}{1000 - 2300} \right) Nu_{T(Re=1000)} \quad (33)$$

2.3.2. Cálculo del área interior y exterior de tubos y aletas.

El área interior de tubo se calcula a través de la siguiente ecuación.

$$A_i = N_{tubos,total}(\pi D_i L) \quad (34)$$

donde: $N_{tubos,total}$ representa el número total de tubos de la batería y L es la longitud de tubo.

Por otro lado, el cálculo del área de aleta se divide en dos tramos. El área de aleta en contacto con el tubo (Ec. 35), y el área extendida de la misma (Ec. 36). El área en contacto con el tubo, se corresponde con las partes cilíndricas de las aletas, a través de las cuales pasan los tubos de agua, y que sirven para definir la separación entre ellas. Esta área está en contacto con el aire, y por tanto, debe de tenerse en cuenta a la hora de calcular la transferencia de calor por convección del lado aire.

$$A_{0,base} = N_{tubos,total}(\pi D_c L) \left(1 - \frac{efin}{PF} \right) \quad (35)$$

$$A_{0,ext} = FM(2 \cdot N_{aletas}) \left(W \cdot H - N_{tubos,total} \frac{\pi D_c^2}{4} \right) \quad (36)$$

$$A_0 = A_{0,ext} + A_{0,base} \quad (37)$$

donde: W y H son el ancho y alto de las aletas; N_{aletas} es el número total de aletas y FM un factor multiplicador de área para aplicar en el caso de aletas corrugadas.

$$FM = \frac{1}{\cos(\text{atan}(PD/XF))} \quad (38)$$

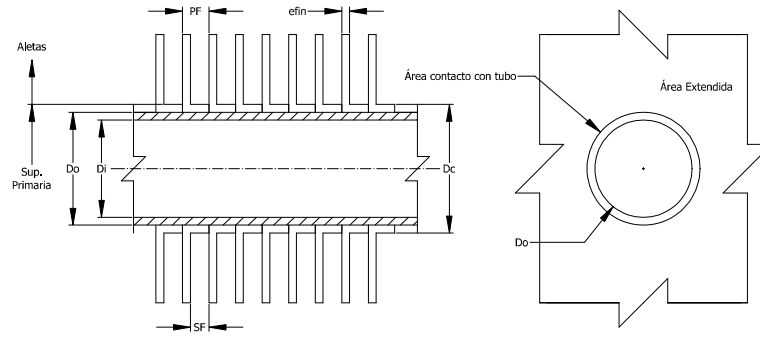


Figura 11: Nomenclatura de las dimensiones geométricas de las aletas y tubos de una batería.

2.2.3. Cálculo de la eficiencia superficial global o efectividad de la temperatura de las aletas.

Por simplicidad, la eficiencia superficial global o efectividad de la temperatura de las aletas se calcula utilizando la aproximación descrita por Schmidt [45] para aletas circulares.

$$\eta = \frac{\tanh[m(D_c/2)\phi]}{m(D_c/2)\phi} ; m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_0}{k_f \cdot \delta_f}} ; \phi = \left(\frac{R_{eq}}{D_c/2} - 1\right) \left[1 + 0.35 \cdot \ln\left(\frac{R_{eq}}{D_c/2}\right)\right] \quad (39)$$

donde R_{eq} es radio de equivalente para aletas circulares, que puede ser calculado a través de las Ecuación 40 para los modelos de batería con configuración de tubos al tresbolillo, y la Ecuación 41 para modelos de batería con configuración de tubos en línea.

$$R_{eq} = 1.27X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3\right)^{1/2} ; X_M = \frac{ST}{2} ; X_L = \sqrt{\left(\frac{ST}{2}\right)^2 + \frac{SL^2}{2}} \quad (40)$$

$$R_{eq} = 1.28 \frac{ST}{2} \left(\frac{SL}{ST} - 0.2\right)^{1/2} \quad (41)$$

donde: ST es la distancia tubo-tubo dirección perpendicular al flujo de aire y SL es la distancia tubo-tubo dirección de flujo de aire.

2.3. Modelo empírico del caudal de aire inducido (V_{sc}) a partir del caudal de aire primario.

Si planteamos un balance de energía en un volumen de control alrededor de una de las toberas, suponiendo que la velocidad del aire primario en el interior del plenum es cero, se obtiene:

$$P_{mr} + P_{d,mr} = P_{pr} ; P_{d2} = \frac{1}{2} \rho v_{tobera}^2 \quad (42)$$

donde: P_{mr} y $P_{d,mr}$ son las presiones estática y dinámica en la cámara de mezcla; P_{pr} es la presión estática medida en el interior del plenum de la VFA; v_{tobera} es la velocidad de salida del aire a través de las toberas

Se deduce, que para una presión estática fija en el interior del plenum (P_{pr}), a mayor velocidad de salida del aire a través de las toberas (v_{tobera}), la presión estática de la cámara de mezcla (P_{mr}) disminuye. Si la velocidad de salida de aire de la tobera es lo suficientemente alta, se cumplirá que ($P_{d,mr} \gg P_{pr}$), dando lugar a una presión negativa en la zona de mezcla (P_{mr}), que forzará la inducción de aire. De esta manera, se comprueba que el caudal de inducción de aire (V_{sc}) depende directamente de la presión dinámica a la salida de la tobera. Además, para un diámetro fijo de tobera, es directamente proporcional al caudal de aire primario.

$$V_{sc} = f(P_{d,mr}) \sim f(v_{tobera}) \sim f(V_{pr}) \quad (43)$$

Como consecuencia, al igual que Ji et. Al [42], se propone una relación únicamente en función del caudal de aire primario.

$$V_{sc} = C \cdot V_{pr}^m \quad (44)$$

donde los coeficientes, C y m se calculan a partir de los resultados experimentales.

2.4. Conclusiones.

El modelo de VFA propuesto en la presente tesis doctoral se divide en dos: (1) El modelo empírico que permite caracterizar el fenómeno de inducción en VFA; y (2) El modelo numérico que resuelve el intercambio de calor en una VFA.

En la bibliografía consultada, existen dos tendencias claramente identificadas a la hora de caracterizar el fenómeno de inducción en VFA. Encontramos los modelos que tienen en cuenta el efecto de las fuerzas gravitacionales, debido a las diferencias de temperaturas entre el aire y agua, y los modelos que lo desprecian. Con el objetivo de reducir el número de ensayos experimentales, y basándonos en estudios anteriores, se utiliza un modelo empírico basado únicamente en el caudal de aire primario.

Por otro lado, se decide utilizar un modelo numérico con el que se evitan hipótesis simplificadoras y restrictivas, como la que se refiere a la uniformidad de la distribución del aire a través de la batería, que limitan el alcance del modelo. Además, aunque se le presupone una menor influencia sobre el modelo, se utilizan correlaciones del valor de h_i , válidas incluso en la región de entrada.

De esta forma, el modelo numérico propuesto resuelve las carencias de los modelos híbridos y numéricos, que tal y como se ha deducido del estudio del arte, predicen la potencia térmica de una VFA con una buena precisión.

1. En comparación con los modelos híbridos analizados, permite analizar la influencia de la no uniformidad del caudal de aire inducido.
2. Comparado con el modelo numérico estudiado, utiliza correlaciones de los coeficientes de convección de calor del aire y agua, más adecuadas a las condiciones de trabajo reales de una VFA.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LAS VIGAS FRÍAS ACTIVAS.

3.1. Introducción.

En este capítulo se analiza la metodología de ensayo seguida en la caracterización térmica de las VFA. En primer lugar, se lleva a cabo una detallada descripción del laboratorio de ensayo, así como, de las características técnicas de los tres tipos de VFA ensayados. A continuación, se resumen los resultados experimentales obtenidos, que se utilizan con un doble objetivo:

1. Obtener los coeficientes de correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire (h_0).
2. Validar el modelo numérico desarrollado en el Capítulo 2.

3.2. Descripción del laboratorio de ensayo.

La Figura 12 muestra el esquema completo del banco de ensayo utilizado en la medición de las potencias térmicas de las VFA en condiciones estacionarias. El laboratorio consta de una doble cámara climática, cuyas dimensiones exteriores se muestran en la Figura 13, y un grupo de producción de agua fría a la temperatura deseada. Las paredes de ambas cámaras se componen de paneles auto-portantes de 100 mm de espesor, con aislamiento térmico tipo sándwich en poliuretano termo inyectado de alta densidad ($41-42 \text{ kg/m}^3$), y muy bajo coeficiente de conductividad térmica ($0,022 \text{ W/m}^\circ\text{C}$).

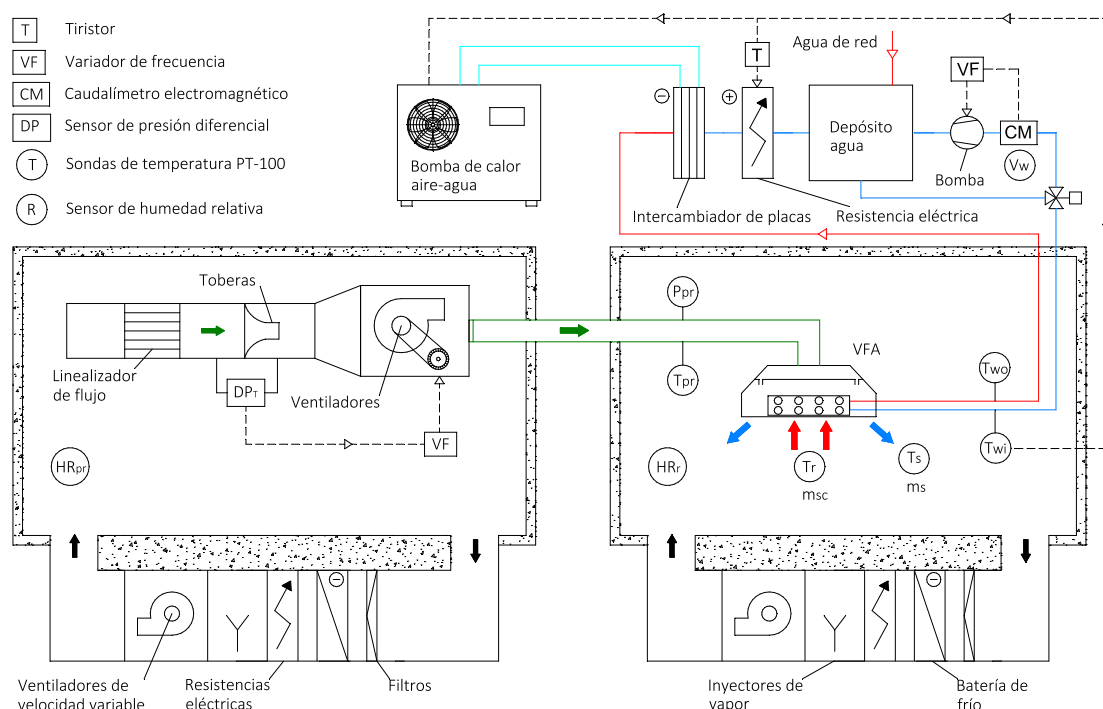


Figura 12. Esquema del laboratorio de caracterización térmica de VFA.

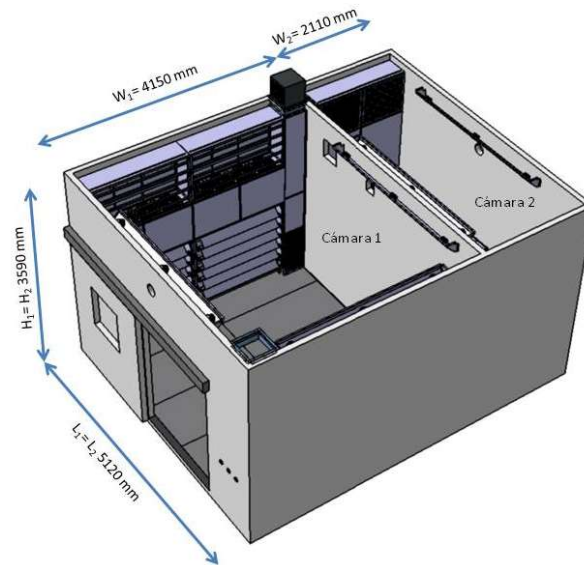


Figura 13. Dimensiones exteriores la doble cámara climática.

La VFA se introduce en la Cámara 1, que controla la temperatura y humedad del aire inducido por la VFA (T_r y HR_r). Por otro lado, el aire primario es conducido al plenum de la VFA a través de un ventilador situado en la Cámara 2, que controla la temperatura y humedad de aire primario (T_{pr} y HR_{pr}). El caudal de aire primario se mide a través de un banco de toberas de precisión (ver Figura 12 y 14 (b)). Su medición se lleva a cabo por diferencia de presiones (DP_T), para lo cual se utiliza un transmisor de presión WIKA modelo DP-10, con una incertidumbre del 0.25% sobre el fondo de escala de 1000 Pa. Por otro lado, la medición del caudal de agua (V_w) se lleva a cabo con un caudalímetro magnético alimentado con corriente continua. El mismo está compuesto por un sensor tipo MAG 1100 que genera una salida en voltaje proporcional a la velocidad del fluido, y un transmisor tipo MAG 6000. La incertidumbre global del sensor y transmisor es del 1% sobre el valor medido.

Además, se llevan a cabo medidas directas de presión estática en el interior del plenum de la VFA (P_{pr}), así como la presión diferencial en la batería de agua (DP_w). Para ello, se utilizan un transmisor de presión diferencial WIKA modelo DP-10, con una incertidumbre igual al 0.25% sobre el fondo de escala de 400 Pa, y un transmisor SITRANS P DS III respectivamente. Este último sensor es de rango dinámico, por lo cual su precisión depende del fondo de escala seleccionado. En nuestro caso, al trabajar con un fondo de escala de 25 kPa, la precisión de medida es del 0.55% sobre dicho fondo de escala. Las temperaturas de impulsión y retorno de agua (T_{wi} y T_{wo}) también son directamente medidas a través de sensores de temperatura tipo Pt-100 de 4 hilos. La Tabla 4 muestra un resumen de la precisión de los equipos de medición utilizados.

La medición del caudal de aire inducido (\dot{m}_{sc}) se lleva a cabo de forma indirecta. El motivo es el que las velocidades del aire inducido son tan bajas, que no se encuentra un equipo de medición de velocidad de aire lo suficientemente preciso como para garantizar una correcta medición. Sin embargo, tal y como se analiza en la sección 3.3, puede ser calculado indirectamente planteando el balance energético de la VFA. Para ello, es necesario instalar varios sensores de temperatura Pt-100 a lo largo de la VFA para medir la temperatura de inducción e impulsión de la VFA respectivamente (T_r y T_s).

Tabla 4. Precisión de los equipos de medida utilizados.

Medición	Sensor	Precisión
T_{pr} , T_r , T_{wi} , T_{wo} y T_s	Pt-100	± 0.15 K
DP_T	Sensor presión diferencial de aire (WIKA DP-10)	± 0.25 % f.e.
V_w	Caudalímetro magnético	± 0.5 % v.m.
ΔP_{water}	Sensor presión diferencial de agua (SITRANS P DS III)	± 0.55 % f.e.
HR_r y HR_{pr}	Sensor de humedad relativa (EE99-1)	$\pm (1.3+0.3$ % v.m)

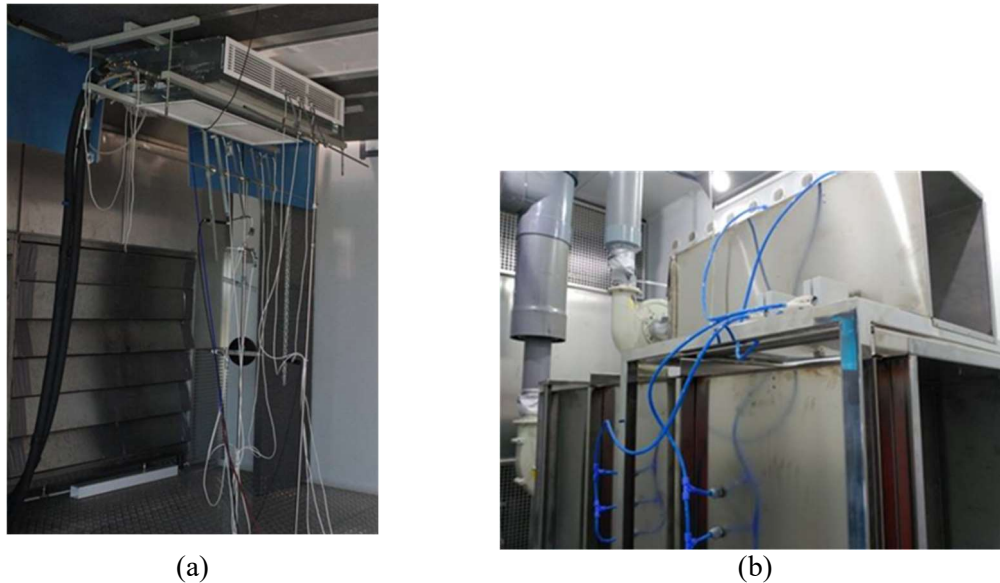


Figura 14. Distribución de sensores sobre la VFA (a). Banco de toberas de medición del caudal de aire primario (b).

El equipo de adquisición de datos utilizado es un Agilent 34970A, capaz de medir y convertir 11 señales de entrada distintas: temperatura con termopares; RTD y termistores; tensión AC/DC; resistencias a 2 y 4 hilos; frecuencia y periodo; corriente AC/DC. Sin embargo, el software visualización y análisis de datos en tiempo real, se elaboró a medida para el laboratorio de ensayo. Además, este software incluye la gestión de control de ambas cámaras climáticas. En cuanto a la frecuencia de adquisición de datos, es uno de los parámetros libremente configurables que permite el software de gestión. En el caso de los ensayos experimentales que se muestran en la presente tesis doctoral, se utilizó una frecuencia de adquisición de 1 min.

Ambas cámaras climáticas disponen de un sistema de control, compuesto por un grupo frigorífico, resistencias eléctricas y un grupo de generación de humedad, que permite mantener la temperatura y humedad deseadas entre los siguientes rangos de trabajo:

- Temperatura (T_r y T_{pr}): 10 a 60 °C
- Humedad (HR_r y HR_{pr}): 20 al 90%

El grupo frigorífico de ambas cámaras está compuesto por un compresor semi-hermético de 2 cilindros de FRASCOLD, con capacidad de regulación electrónica mediante PLC de control, y un condensador de aire. Por otro lado, la Figura 15 muestra el interior de los módulos del sistema de control situados en la Cámara 1. En cambio, en el interior de la Cámara 2, de menores dimensiones que la Cámara 1, únicamente se sitúa el módulo derecho. Las principales características térmicas del sistema de control de ambas cámaras se resumen en la Tabla 5.

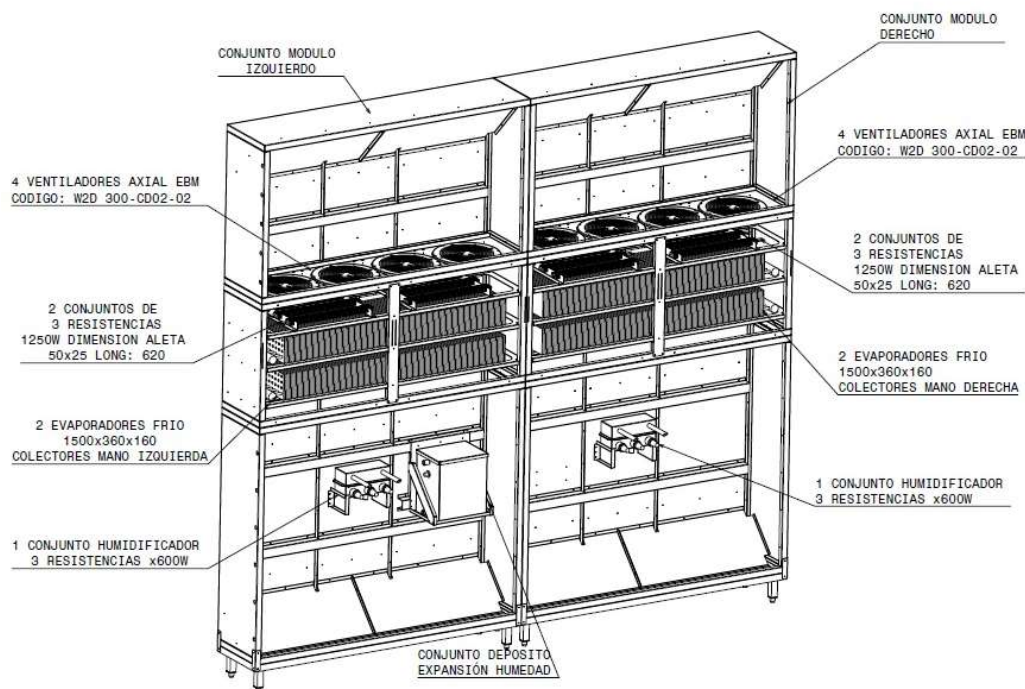


Figura 15. Composición interior de los módulos de control de ambas cámaras climáticas.

Tabla 5. Descripción térmica de los módulos de control de las Cámaras 1 y 2.

		<i>Cámara 1</i>	<i>Cámara 2</i>	<i>Grupo Agua</i>
Grupo Frigorífico	Medio Refrigerante	R507	R507	R507
	Nº Ciclos de Compresión	1	1	1
	Capacidad Frigorífica (kW)	15	15	5
	Potencia Eléctrica (kW)	2,58	2,58	0,89
	Modelo de Compresor	SA 3-13 D-Y/2	SA 3-13 D-Y/2	SA 1-6 A-Y/2
	Evaporador	Número	4	2
Dimensiones (mm)		1500x360x160	1500x360x160	Intercambiador de placas
Ventiladores	Número	8	4	---
Resistencias Eléctricas Aleateadas	Número	12	6	2
	Dimensión de la Aleta (mm)	50x25	50x25	---
	Longitud (mm)	620	620	---
	Potencia por Resistencia (W)	1250	1250	2000
Conjunto Humidificador	Número de Conjuntos	2	1	---
	Número de Resistencias por Conjunto	3	3	---
	Potencia por Resistencia (W)	600	600	---

Finalmente, el grupo generador de agua dispone de un depósito de 80 litros con control de nivel electrónico, un intercambiador de placas para enfriar el agua, y un depósito intercambiador de agua con dos resistencias eléctricas de 2000 W cada una. Además, se instala una bomba de caudal variable que permite controlar el caudal de agua de impulsión en la VFA a ensayar.

3.2. Características técnicas de las vigas frías ensayadas.

La Figura 16 muestra los tres modelos de VFA ensayados experimentalmente. Los modelos de la izquierda y derecha son VFA de 4 y 2 vías de difusión de aire respectivamente, diseñadas para su instalación en techos modulares. Por otro lado, el modelo del centro es de 1 vía de difusión de aire y, ha sido diseñada para su instalación en techos de escayola (por ejemplo, habitaciones de hotel). Como característica común, ambos modelos disponen de tres tipos de toberas seleccionables, con diámetros de salida diferentes (*TG*: Tobera Grande; *TM*: Tobera Mediana; *TP*: Tobera Pequeña). De esta manera, se consigue aumentar en rango de

trabajo de caudales de aire primario de ambas VFA.

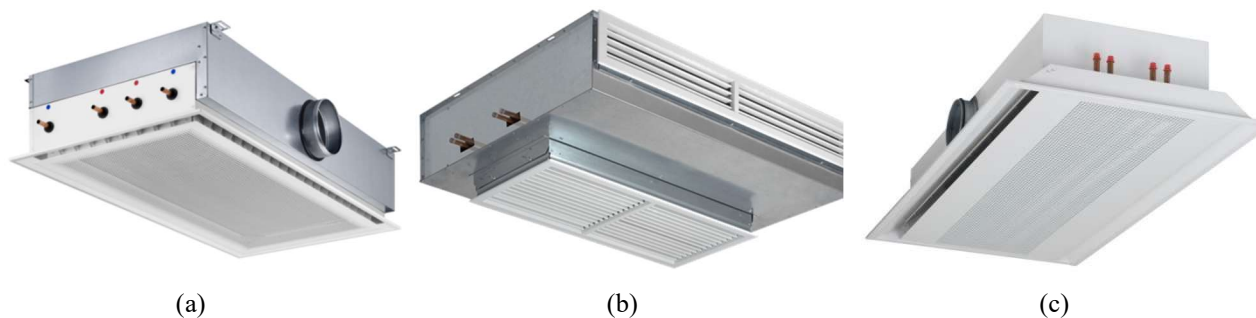


Figura 16. Modelos de VFA ensayadas: VFA de 4 vías (a), VFA de 1 vía (b), VFA de 2 vías (c)

Los modelos de VFA analizadas, contienen los tres tipos de baterías más comúnmente utilizados en el diseño de VFA. Sus características constructivas se resumen en la Tabla 6. El modelo de 4 vías presenta una distribución de tubos en línea con aletas lisas, mientras que los modelos de 1 y 2 vías, presentan una distribución de tubos al tresbolillo con aletas corrugadas. Además, dentro de los modelos de baterías ensayados nos encontramos dos baterías de cuatro tubos (2 circuitos), y una de dos tubos (1 circuito). La Figura 17 muestra las dimensiones que caracterizan una aleta corrugada (izquierda) y lisa (derecha).

Tabla 6. Características constructivas de las baterías analizadas experimentalmente.

Modelo:	VFA de 4 vías	VFA de 1 vía	VFA de 2 vías
Número de filas	2	2	2
Número de tubos por fila	12	10	8
Número de circuitos	2	2	1
Tipo de aleta	Lisa	Corrugada	Corrugada
Material de la aleta	Aluminio	Aluminio	Aluminio
Ancho de aleta (W)	420 mm	317,7 mm	317,7 mm
Alto de aleta (H)	70 mm	55 mm	55 mm
Espesor de aleta (efin)	0,12 mm	0,12 mm	0,12 mm
Paso de aleta (PF)	3 mm	3 mm	3 mm
Disposición de los tubos	En línea	Escalonados	Escalonados
Material del tubo	Cobre	Cobre	Cobre
Longitud de un tubo (L)	948 mm	1051 mm	1325 mm
Diámetro interior tubos	12 mm	12 mm	12 mm
Diámetro exterior tubos	12,7mm	12,7mm	12,7mm
Distancia tubo-tubo dirección de flujo de aire (SL)	35 mm	27,5 mm	27,5 mm
Distancia tubo-tubo dirección perpendicular al flujo de aire (ST)	35 mm	31,75 mm	31,75 mm
Longitud proyectada de media ondulación (XF)	---	5 mm	5 mm
Amplitud ondulación (pico-valle sin incluir espesor aleta) (PD)	---	1,25 mm	1,25 mm

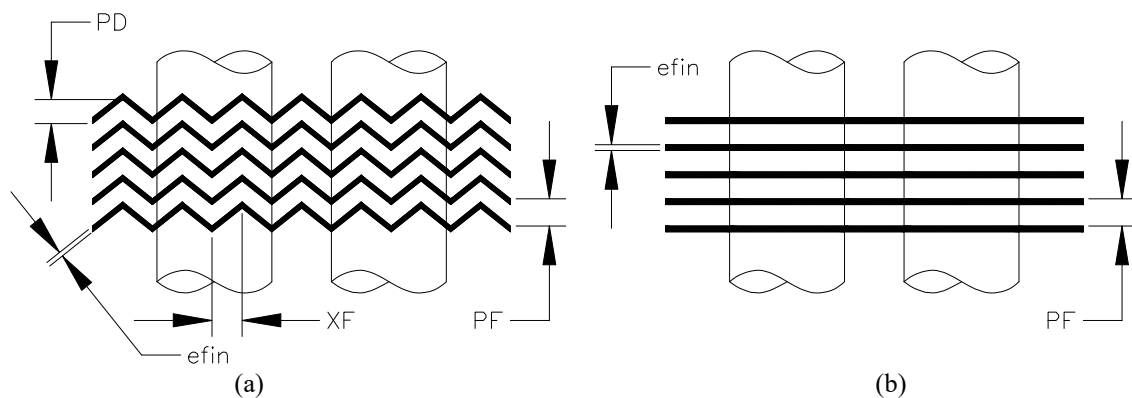
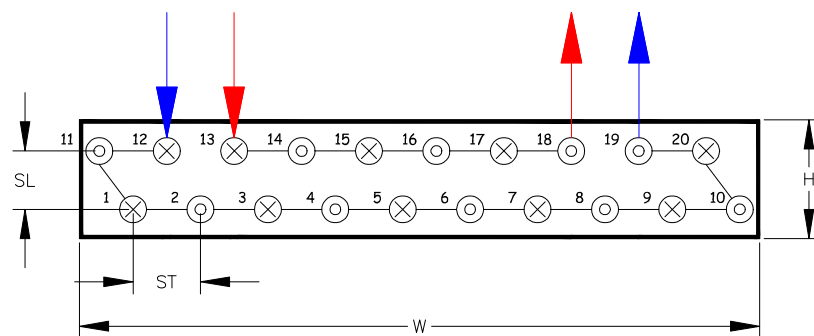


Figura 17. Dimensiones que caracterizan una aleta corrugada (a) y plana (b).

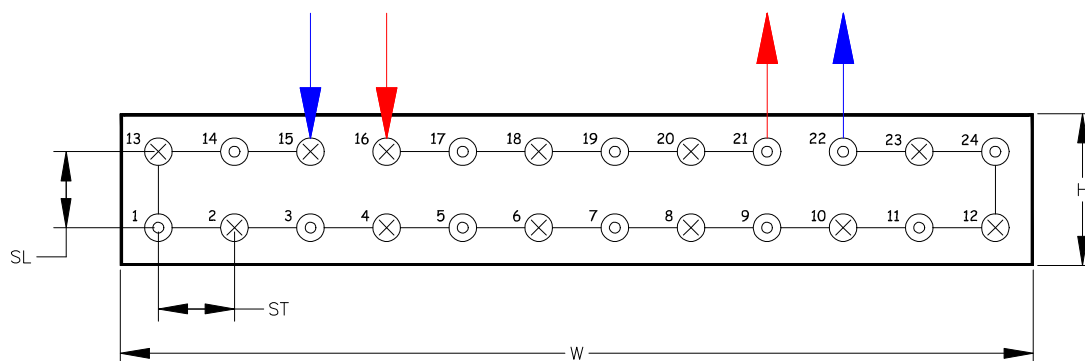
A pesar de que las VFA también pueden ser utilizadas en modo calefacción, en la presente tesis doctoral únicamente se analizarán datos experimentales obtenidos en modo frío. Las Figuras 18, 19 y 20 muestran la descripción del conexionado de los tubos de cada circuito, para los tres modelos de baterías analizados. Además, se identifican las matrices de conexionado necesarias en el modelo numérico. Como se puede apreciar, en los modelos de baterías de 4 tubos, las matrices de conexionado de ambos circuitos deben de tener el mismo número de elementos. Así, se debe de rellenar con ceros la matriz de conexionado del circuito que tenga menor número de tubos.



$$\text{Circuito (1, :)} = [12 \ -11 \ 01 \ -02 \ 03 \ -04 \ 05 \ -06 \ 07 \ -08 \ 09 \ -10 \ 20 \ -19]$$

$$\text{Circuito (2, :)} = [13 \ -14 \ 15 \ -16 \ 17 \ -18 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

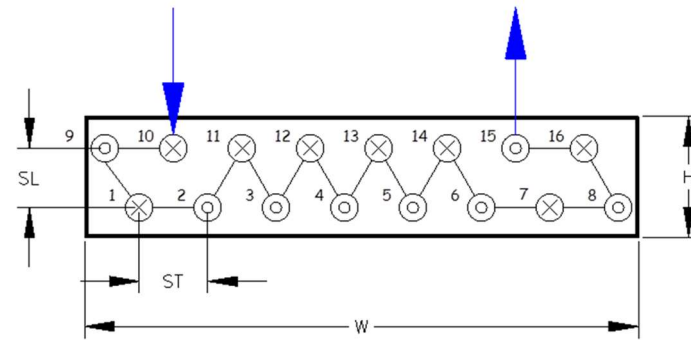
Figura 18. Esquema de conexión de los tubos del modelo VFA de 1 vía.



$$\text{Circuito (1, :)} = [15 \ -14 \ 13 \ -01 \ 02 \ -03 \ 04 \ -05 \ 06 \ -07 \ 08 \ -09 \ 10 \ -11 \ 12 \ -24 \ 23 \ -22]$$

$$\text{Circuito (2, :)} = [16 \ -17 \ 18 \ -19 \ 20 \ -21 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

Figura 19. Esquema de conexión de los tubos del modelo VFA de 4 vías.



Circuito (1, :) = [10 -09 01 -02 11 -03 12 -04 13 -05 14 -06 07 -08 16 -15]

Figura 20. Esquema de conexión de los tubos del modelo VFA de 2 vías.

3.3. Metodología de ensayo.

Los resultados experimentales se realizan en condiciones de régimen estacionario, modificando el caudal de aire primario (V_{pr}), mientras que se mantienen constantes el resto de variables esenciales en la caracterización térmica de una VFA (T_{wi} , V_w y T_r). En concreto, se ensayan entre 3 ó 4 caudales de aire primario (V_{pr}) por cada una de los tres tipos de toberas seleccionables de las VFA ensayadas. De esta forma, se obtiene un total de entre 9 y 12 puntos de ensayo por cada VFA ensayada. En cuanto a la temperatura de aire primario (T_{pr}), al no ser un parámetro crítico, se mantiene constante en un rango comprendido entre los 20 y 24 °C.

Todos los resultados se obtienen bajo la condición de estado estacionario, ya que las desviaciones estándares de los registros de las variables medidas, están dentro de los límites establecidos por la norma UNE EN-15116 [40], durante al menos 60 minutos: ± 0.05 K para T_r , ± 0.05 K para T_{wi} y T_{wo} , 1% para V_w , 1.5% para V_{pr} , y ± 0.2 K para T_{pr} .

3.4. Resultados experimentales.

Las Tablas 7, 8 y 9 muestran los resultados experimentales obtenidos para los tres tipos de VFA ensayados. Por otro lado, estos resultados experimentales se utilizan para obtener las variables calculadas mostradas en las Tablas 10, 11 y 12. El caudal de aire primario se calcula a partir de la diferencia de presiones medida en las toberas de precisión (ΔP_T).

$$V_{pr} = k_T \sqrt{\Delta P_T} \quad (45)$$

donde k_T es el coeficiente de descarga de la tobera. Su valor lo calcula internamente el software de control de la cámara climática, utilizando la formulación definida en la norma ISO 5167-3 [46].

La transferencia de calor en la batería puede ser calculada a través del balance de energía del lado agua.

$$Q_w = V_w \rho_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (46)$$

donde $c_{p,w}$ se evalúa a la temperatura media de agua y ρ_w se considera constante e igual 1000 kg/m³.

Por último, el caudal de aire inducido se calcula a través del siguiente balance de energía en la cámara de mezcla entre el aire primario y el de inducción.

$$\dot{m}_{pr} h_{pr} + \dot{m}_{sc} h_r = (\dot{m}_{pr} - \dot{m}_{sc}) h_s = \dot{m}_s h_s \quad (47)$$

donde h es la entalpía a la temperatura, humedad y presión correspondiente.

Los resultados de estos cálculos junto con los errores propagados se resumen en las Tablas 10, 11 y 12.

Tabla 7. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería de la VFA de 4 vías.

<i>Caso</i>	$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$V_w(l/h)$	$T_r (^{\circ}C)$	$T_s (^{\circ}C)$	$T_{pr} (^{\circ}C)$	$\Delta P_T (Pa)$	k_T
1 (TG)	16.00	21.17	170.1	25.98	22.41	23.61	276.16	13.75
2 (TG)	15.97	20.64	169.7	26.02	21.98	23.43	183.65	13.77
3 (TG)	15.99	19.85	170.4	25.98	21.26	22.7	297.31	7.91
4 (TM)	16.02	20.65	170.4	25.99	21.64	23.03	316.52	7.92
5 (TM)	16.03	19.95	170.5	26.02	20.94	22.01	192.12	7.92
6 (TM)	16.02	19.38	169.9	26.02	20.52	21.65	128.19	7.93
7 (TP)	16.02	20.2	170.2	25.99	21.43	23.3	148.1	7.93
8 (TP)	15.97	19.76	170.3	26.04	21	22.2	109.3	7.92
9 (TP)	15.98	19.21	170.5	26.03	20.69	21.92	74.08	7.92

Tabla 8. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería de la VFA de 1 vía.

<i>Caso</i>	$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$V_w(l/h)$	$T_r (^{\circ}C)$	$T_s (^{\circ}C)$	$T_{pr} (^{\circ}C)$	$\Delta P_T (Pa)$	k_T
1 (TG)	15.99	21.42	110.2	25.88	22.11	22.13	218.4	12.98
2 (TG)	16	21.09	110.2	25.92	21.76	21.8	161.76	12.61
3 (TG)	16.02	20.62	110.4	25.98	21.34	21.59	108.8	12.91
4 (TG)	16.07	19.95	109.7	25.95	20.84	21.55	62.96	12.90
5 (TM)	15.99	21.67	109.7	25.99	22.36	22.07	128.9	12.86
6 (TM)	16.01	21.22	110.4	26	21.93	22.32	231.94	7.72
7 (TM)	16.01	20.42	110.3	26.03	21.17	21.99	119.68	7.67
8 (TM)	16.03	19.82	110.7	25.96	20.70	21.98	77.05	7.61
9 (TP)	15.98	21.13	109.7	25.94	21.84	22.3	126.04	7.67
10 (TP)	15.99	20.7	109.8	26.02	21.43	22.21	84.92	7.73
11 (TP)	16.02	20.37	109.7	25.95	21.15	22.30	65.58	7.78
12 (TP)	16.02	19.86	109.9	25.96	20.79	22.46	44.14	7.82

Tabla 9. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería de la VFA de 2 vías.

<i>Caso</i>	$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$V_w(l/h)$	$T_r (^{\circ}C)$	$T_s (^{\circ}C)$	$T_{pr} (^{\circ}C)$	$\Delta P_T (Pa)$	k_T
1 (TG)	16.00	22.38	110.9	26.01	22.59	22.36	241.18	13.74
2 (TG)	15.98	21.98	110.8	26.04	22.18	21.89	183.28	13.73
3 (TG)	16.03	21.32	110.0	26.04	21.79	22.28	335.00	7.92
4 (TM)	16.00	22.70	109.7	26.02	22.77	22.46	159.86	13.74
5 (TM)	16.03	22.10	109.7	25.98	22.29	22.51	316.79	7.92
6 (TM)	16.01	21.34	109.7	26.01	21.57	21.91	193.82	7.91
7 (TP)	16.02	22.21	110.2	26.01	22.48	22.90	186.11	7.92
8 (TP)	16.00	21.62	110.7	25.98	21.89	22.18	130.75	7.92
9 (TP)	16.00	20.84	111.0	25.97	21.23	21.89	81.68	7.93

Tabla 10. Variables calculadas para el modelo de batería de la VFA de 4 vías.

Caso	$V_{pr} (m^3/h)$		$V_{sc}(m^3/h)$		$Q_w (W)$	
1 (TG)	228.6	±0.8	762	±53	1021	±59
2 (TG)	186.6	±1.0	600	±45	920	±59
3 (TG)	136.5	±0.5	433	±38	764	±59
4 (TM)	141.0	±0.4	572	±41	916	±59
5 (TM)	109.7	±0.6	425	±35	776	±59
6 (TM)	89.8	±0.7	335	±32	663	±59
7 (TP)	96.5	±0.7	492	±39	826	±59
8 (TP)	82.8	±0.8	416	±35	749	±59
9 (TP)	68.2	±0.9	335	±33	668	±59

Tabla 11. Variables calculadas para el modelo de batería de la VFA de 1 vía.

Caso	$V_{pr} (m^3/h)$		$V_{sc}(m^3/h)$		$Q_w (W)$	
1 (TG)	191.9	±0.9	537	±33	695	±38
2 (TG)	160.3	±1.0	456	±29	651	±38
3 (TG)	134.7	±1.2	365	±26	590	±39
4 (TG)	102.4	±1.6	269	±23	494	±38
5 (TM)	146.0	±1.1	596	±33	723	±38
6 (TM)	117.5	±0.5	471	±29	668	±39
7 (TM)	83.9	±0.7	327	±24	565	±39
8 (TM)	64.2	±0.9	255	±22	487	±39
9 (TP)	86.1	±0.7	461	±28	656	±39
10 (TP)	71.2	±0.8	371	±25	600	±38
11 (TP)	63.0	±1.0	324	±24	554	±38
12 (TP)	52.0	±1.2	259	±22	490	±38

Tabla 12. Variables calculadas para el modelo de batería de la VFA de 2 vías.

Caso	$V_{pr} (m^3/h)$		$V_{sc}(m^3/h)$		$Q_w (W)$	
1 (TG)	213.0	±0.9	719	±38	821	±38
2 (TG)	186.0	±1.0	600	±33	771	±39
3 (TG)	145.0	±0.4	448	±28	676	±39
5 (TM)	141.0	±0.4	572	±41	916	±59
6 (TM)	109.7	±0.6	425	±35	777	±59
7 (TM)	89.8	±0.7	335	±32	664	±59
9 (TP)	96.2	±0.6	492	±39	827	±59
10 (TP)	82.8	±0.8	416	±35	749	±59
11 (TP)	68.2	±0.9	335	±33	639	±59

3.5.2. Cálculo de los coeficientes de correlación del coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire.

En el Capítulo 3 se han utilizado correlaciones suficientemente contrastadas y conocidas para describir las prestaciones térmicas de una VFA, a excepción del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire (h_0). Así, para el cálculo de h_0 se propuso una correlación con coeficientes ajustables a partir de resultados experimentales. Para ello, se desarrolla un programa de Matlab que calcula, para cada punto de ensayo, el valor de h_0 que minimiza la diferencia entre la potencia térmica calculada por el modelo numérico ($Q_{w,modelo}$) y la medida experimentalmente ($Q_{w,exp}$). Para ello, se utiliza un algoritmo de búsqueda de ceros programado en Matlab. La Figura 21 muestra el diagrama de flujo de cálculo de los coeficientes de correlación de h_0 . Para el intercambio de datos entre Matlab y Visual Studio se ha utilizado una API programada en Fortran. Así, el

algoritmo de búsqueda de cero de Matlab irá proponiendo nuevos valores de h_0 hasta alcanzar la condición de convergencia. En este momento, con toda la información obtenido a partir de modelo numérico, se procede a la resolución del ajuste por mínimos cuadrados a la Ecuación 48 para obtener los coeficientes de correlación (C_1 y C_2). Los resultados de estos ajustes obtenidos para cada uno de los tipos de baterías de VFA ensayados se muestran en la Tabla 13 y la Figura 22.

$$\frac{(hA)_0}{k_{air} \cdot Pr_{air}^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{air,s}}\right)^{0.25}} = C_1 Re_{aire, A_0}^{C_2} = C_1 \left(\frac{\dot{m}_{sc}}{\mu_{air}}\right)^{C_2} \quad (48)$$

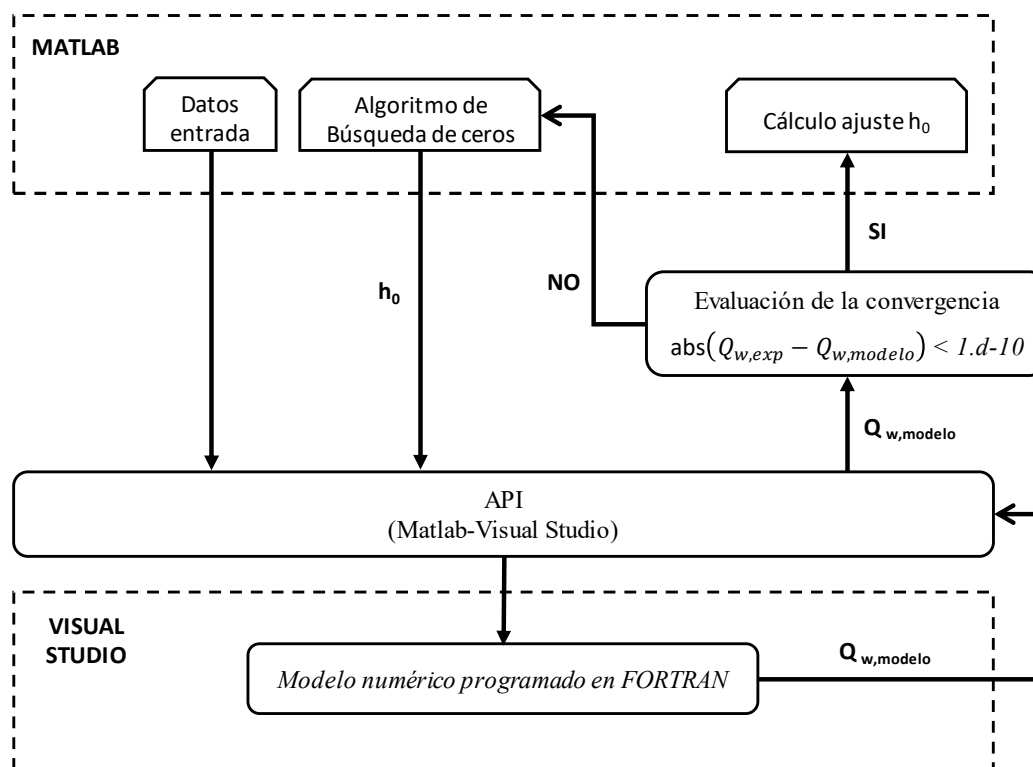


Figura 21. Diagrama de flujo de cálculo de los coeficientes de correlación de h_0 .

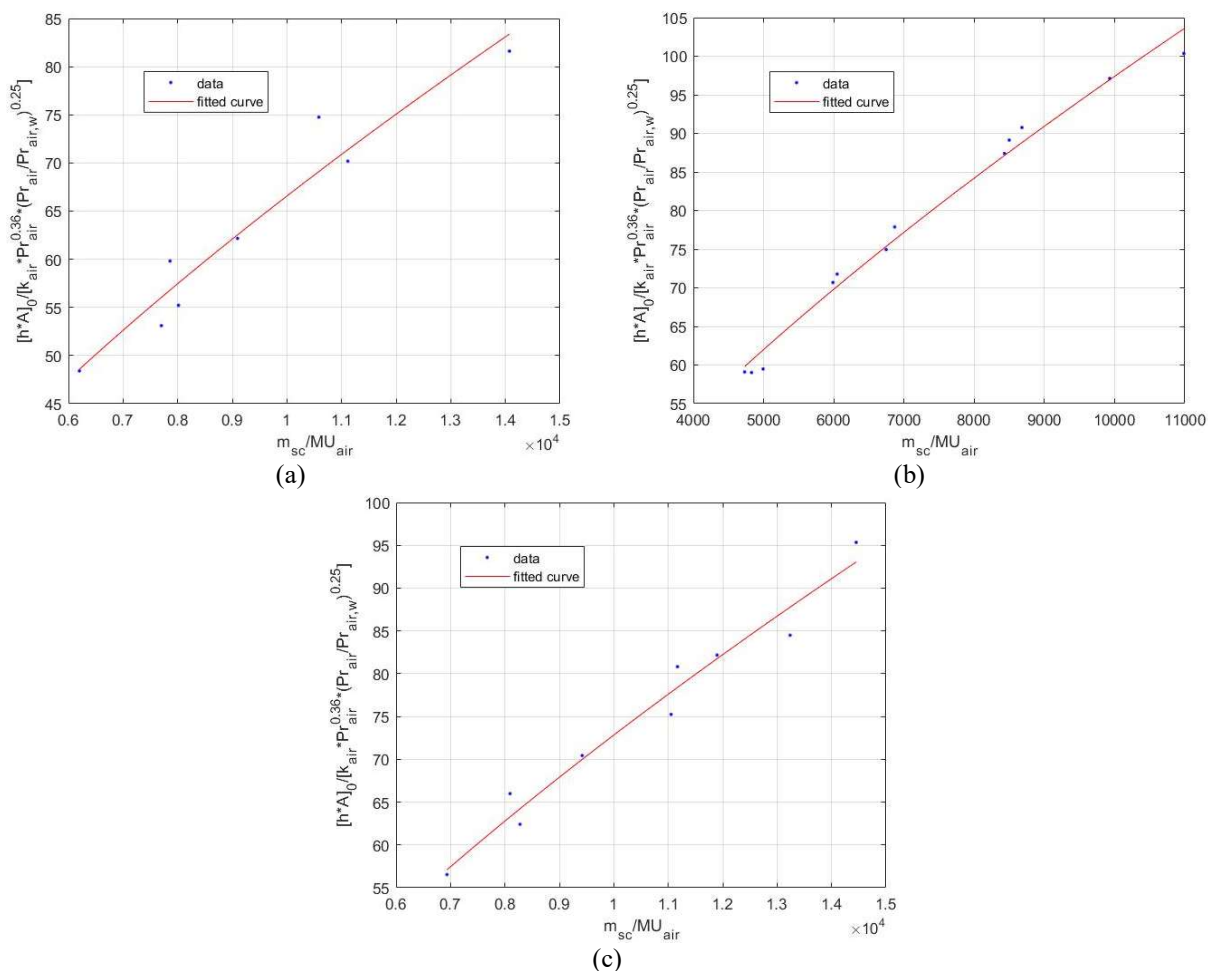


Figura 22. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 obtenidos: VFA de 4 vías (a); VFA de 1 vía (b); VFA de 2 vías (c).

Tabla 13. Coeficientes de correlación de la Ecuación 48 obtenidos.

Modelo	C_1		C_2		R^2	RMSE ⁽¹⁾
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%		
VFA de 4 vías	0.1538	$C_1 \in (-0.0898, 0.3975)$	0.6591	$C_2 \in (0.4868, 0.8313)$	0.92	3.2%
VFA de 1 vía	0.2408	$C_1 \in (0.1239, 0.3578)$	0.6517	$C_2 \in (0.5974, 0.706)$	0.97	1.8%
VFA de 2 vías	0.1591	$C_1 \in (-0.0087, 0.3269)$	0.6652	$C_2 \in (0.5518, 0.7786)$	0.96	2.4%

⁽¹⁾ RMSE es la raíz del error cuadrático medio

Se comprueba que los coeficientes calculados son bastante razonables, obteniendo un exponente para Re_{air} adecuado al régimen laminar del aire inducido a su paso por la batería ($C_2 \approx 0.6$). Por otro lado, se aprecia una elevada dispersión en las correlaciones obtenidas. Sin embargo, la mayor dispersión corresponde a los modelos de VFA de 2 y 4 vías. Estos modelos de VFA son de difusión lineal, y el espacio de la cámara de impulsión de aire es muy reducido. La Figura 23 muestra la situación de las sondas PT-100 que miden la temperatura de impulsión de aire en los modelos de difusión lineal. Se comprueba que la distancia entre las partes metálicas que conforman la cámara de impulsión de aire es de aproximadamente 20 mm, mientras que el diámetro de las sondas PT-100 utilizadas es de 6 mm. De esta forma, la medición de la temperatura de impulsión de aire (T_s), y como consecuencia los valores del caudal másico de aire inducido (\dot{m}_{sc}), pueden haberse visto influenciados por efecto de radiación de las partes metálicas de la VFA.

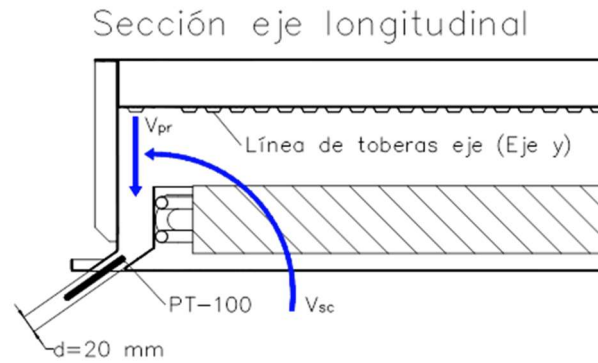


Figura 23. Situación de las sondas de medición de la temperatura de impulsión de aire (T_s).

Para comprobar este efecto, se analiza la sensibilidad del cálculo de los coeficientes de correlación C_1 y C_2 de la Ecuación 48, a variaciones de T_s . Para ello, se modifican manualmente dos de los valores de la T_s experimentales correspondientes al modelo de VFA de 4 vías, donde se ha obtenido la mayor dispersión en la correlación. La Tabla 14 muestra los valores de T_s experimentales modificados (Puntos 4 y 5). Si comparamos los valores modificados con los obtenidos experimentalmente, se observa que se han incrementado 0.2 y 0.1 °C respectivamente. Estas modificaciones son del orden del error de medición de las sondas PT-100 utilizadas para la medición de T_s .

La Tabla 15 muestra cómo el ajuste de la correlación del valor de la Ecuación 48 mejora considerablemente tras las modificaciones llevadas a cabo. Así, se pone de manifiesto la gran sensibilidad del modelo a las mediciones experimentales de T_s , incluso dentro del intervalo de confianza establecido por error de medición de las sondas PT-100 utilizadas en la medición de T_s .

Tabla 14. Variables medidas en los ensayos de caracterización del modelo de batería de VFA de 4 vías.

Caso	T_{wi} (°C)	T_{wo} (°C)	V_w (l/h)	T_r (°C)	T_s (°C)	T_{pr} (°C)	ΔP_T (Pa)	k_T
4 (TM)	16.02	20.65	170.4	25.99	21.84	23.03	316.52	7.92
5 (TM)	16.03	19.95	170.5	26.02	21.04	22.01	192.12	7.92

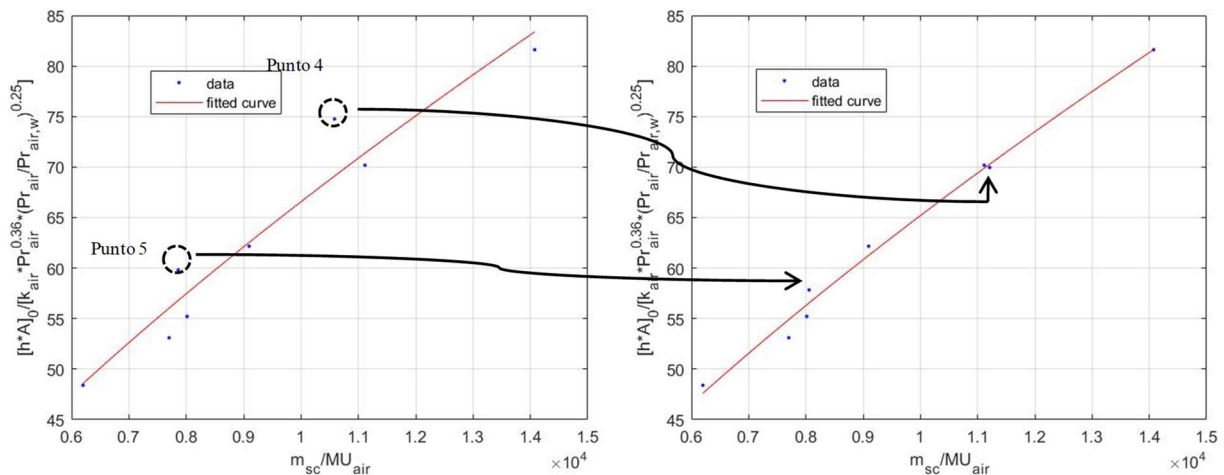


Figura 24. Análisis de sensibilidad de los coeficientes de correlación C_1 y C_2 de la Ecuación 48 a variaciones de T_s

Tabla 15. Comparativa de los coeficientes de correlación de la Ecuación 48 obtenidos para el modelo de VFA de 4 vías.

Modelo	C ₁		C ₂		R ²	RMSE ⁽¹⁾
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%		
VFA de 4 vías	0.1538	C ₁ ∈ (-0.0898, 0.3975)	0.6591	C ₂ ∈ (0.4868, 0.8313)	0.92	3.1%
VFA de 4 vías Modificada	0.1526	C ₁ ∈ (0.06376, 0.2415)	0.6577	C ₂ ∈ (0.5944, 0.7209)	0.99	1.1%

⁽¹⁾ RMSE es la raíz del error cuadrático medio

3.5.3. Cálculo de los coeficientes de correlación de cálculo del caudal de aire inducido (V_{sc}).

Los coeficientes de las correlaciones propuestas para el cálculo de V_{sc} se obtienen de las variables calculadas a partir de los resultados experimentales. Los resultados obtenidos para los modelos de VFA ensayados se muestran en la Tabla 16. La representación gráfica de las funciones de cálculo de V_{sc} , junto con los puntos utilizados en la correlación, se muestran en la Figura 25.

Tabla 16. Coeficientes de la correlación de las funciones del V_{sc} obtenidos.

Modelo	Tobera	C		m		R ²	RMSE ⁽¹⁾
		Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%		
VFA de 4 vías	TG	1.869	C ∈ (-2.867, 6.605)	1.106	m ∈ (0.6263, 1.585)	1	7.4%
	TM	1.613	C ∈ (1.599, 1.627)	1.186	m ∈ (1.185, 1.188)	1	0.1%
	TP	3.112	C ∈ (2.156, 4.068)	1.108	m ∈ (1.039, 1.177)	1	0.5%
VFA de 1 vía	TG	1.674	C ∈ (-0.3153, 3.664)	1.1	m ∈ (0.8657, 1.334)	0.99	9.2%
	TM	3.115	C ∈ (1.609, 4.62)	1.054	m ∈ (0.9525, 1.155)	1	5.3%
	TP	2.893	C ∈ (2.618, 3.169)	1.138	m ∈ (1.116, 1.16)	1	0.6%
VFA de 2 vías	TG	1.034	C ∈ (-1.77, 3.837)	1.223	m ∈ (0.7064, 1.74)	1	6.1%
	TM	1.143	C ∈ (-0.5107, 2.796)	1.271	m ∈ (0.9827, 1.559)	0.99	4.2%
	TP	1.296	C ∈ (0.1272, 2.465)	1.331	m ∈ (1.133, 1.529)	0.99	2.2%

⁽¹⁾ RMSE es la raíz del error cuadrático medio

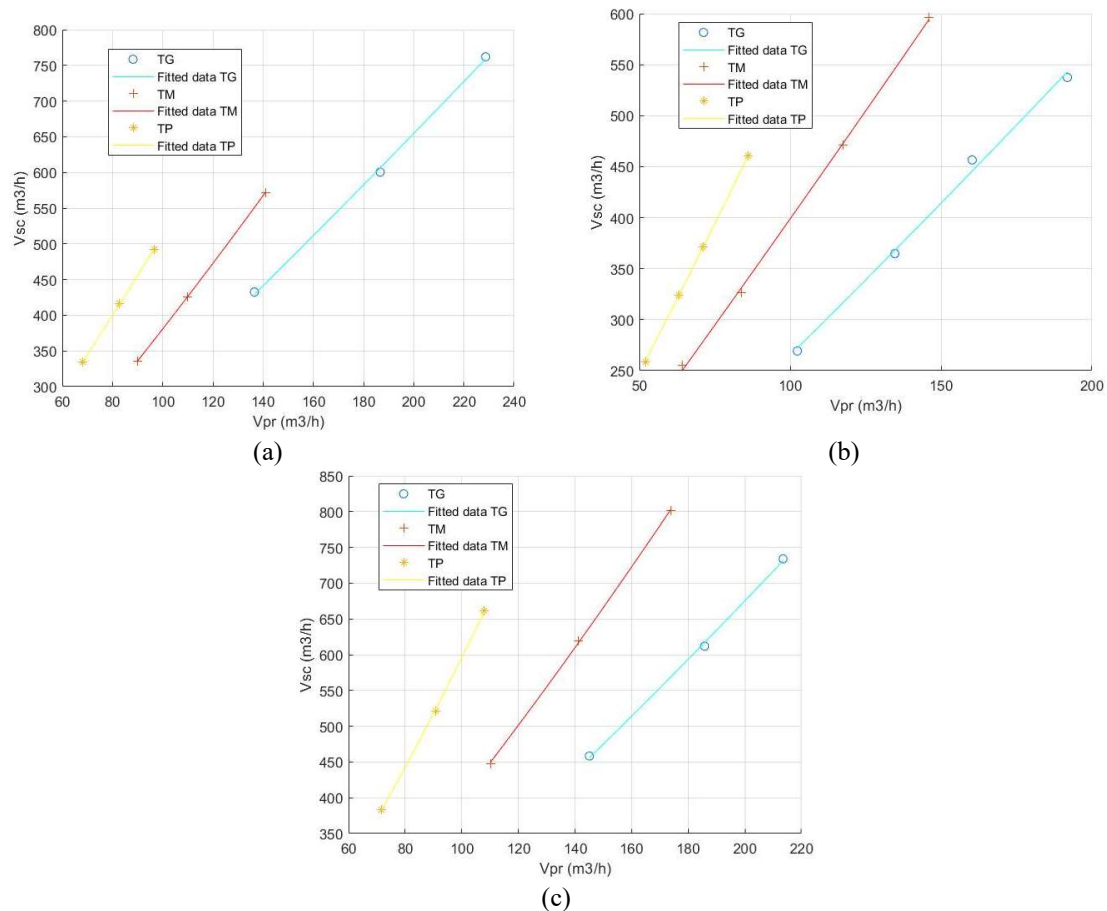


Figura 25. Comparación de los valores de V_{sc} experimentales y del modelo, en función de V_{pr} para los tres tipos de toberas: VFA de 4 vías (a); VFA de 1 vía (b); VFA de 2 vías (c).

3.5. Conclusiones

3.5.1. Análisis de capacidad de predicción del modelo numérico.

Una vez calculados los coeficientes de correlación para la determinación de h_0 , se calculan las potencias térmicas de las baterías en los puntos definidos en los ensayos experimentales, para su posterior comparación. Los resultados obtenidos se representan en las Figuras 26 a 28 para los modelos de baterías de VFA de 4, 1 y 2 respectivamente. En cada caso, la figura de la izquierda muestra la comparación entre las potencias térmicas calculadas a partir de datos experimentales, y las obtenidas a través del modelo numérico. Además, se han representado los intervalos de confianza asociados al cálculo experimental de las potencias térmicas, que se han obtenido aplicando la teoría de propagación de errores. Tal y como se comprueba, en todos los puntos experimentales analizados, la potencia térmica del modelo se encuentra dentro del intervalo de confianza asociado a los resultados experimentales. Por otro lado, la figura de la derecha muestra el error relativo de la potencia térmica obtenida a través del modelo numérico, tomando como referencia los resultados experimentales. Se observa que el mayor error relativo es $< 5\%$ para el modelo de batería VFA de 4 vías, y $< 1\%$ para los modelos de batería de VFA de 1 y 2 vías. Además, se comprueba que, a excepción del caso 9 del modelo de VFA de 4 vías, los errores relativos de las capacidades térmicas de la batería obtenidas a través del modelo numérico son menores al 2%. Así, el análisis de los resultados obtenidos con el modelo numérico desarrollado, conduce a las siguientes conclusiones:

1. Queda demostrada la capacidad del modelo de predecir la potencia térmica de los modelos de baterías de VFA ensayados. Una vez obtenidos los coeficientes de correlación para el cálculo de h_0 , el modelo numérico propuesto predice con gran exactitud las capacidades térmicas de una VFA bajo un amplio rango de condiciones de operación.
2. Puesto que h_0 es controlante en la transferencia de calor, se esperaba una desviación de las potencias térmicas, del orden de las obtenidas en la estimación de los coeficientes de correlación utilizados para el cálculo de h_0 . Sin embargo, en los modelos de VFA de 2 y 4 vías, se observan unas desviaciones de las potencias térmicas menores. Así, queda demostrado que el error de medición de T_s definido en la sección 3.5.2, ha afectado a la estimación del \dot{m}_{sc} , y como consecuencia, a la bondad de ajuste de la correlación utilizada para la estimación de h_0 .

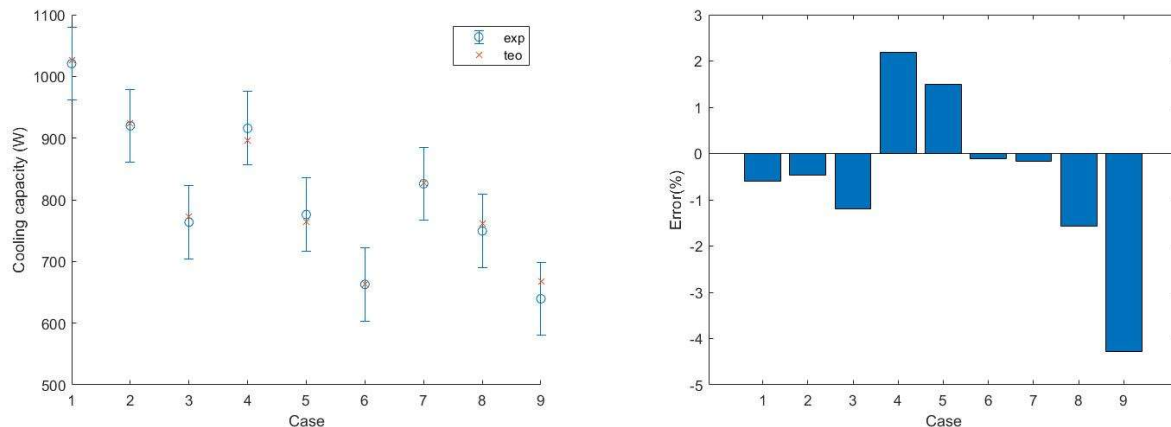


Figura 26. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para la VFA de 4 vías.

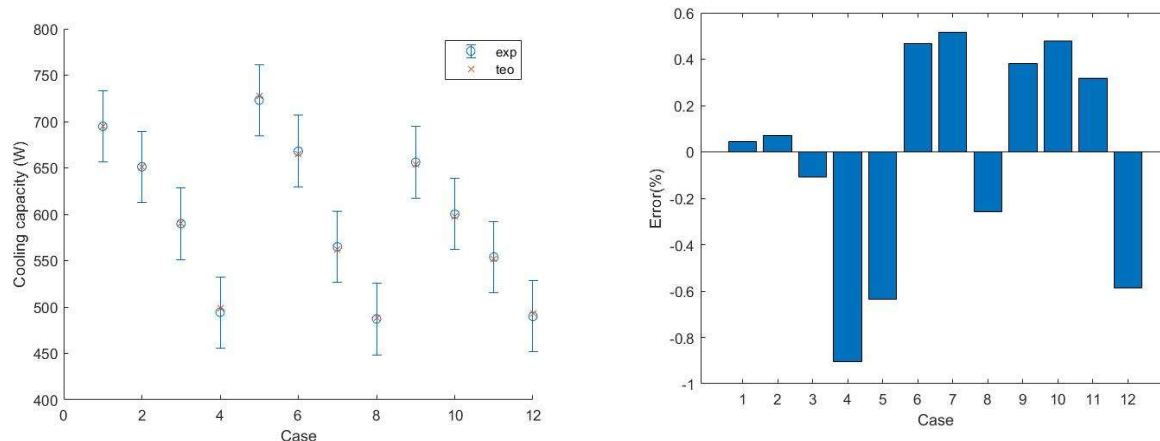


Figura 27. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para la VFA de 1 vía.

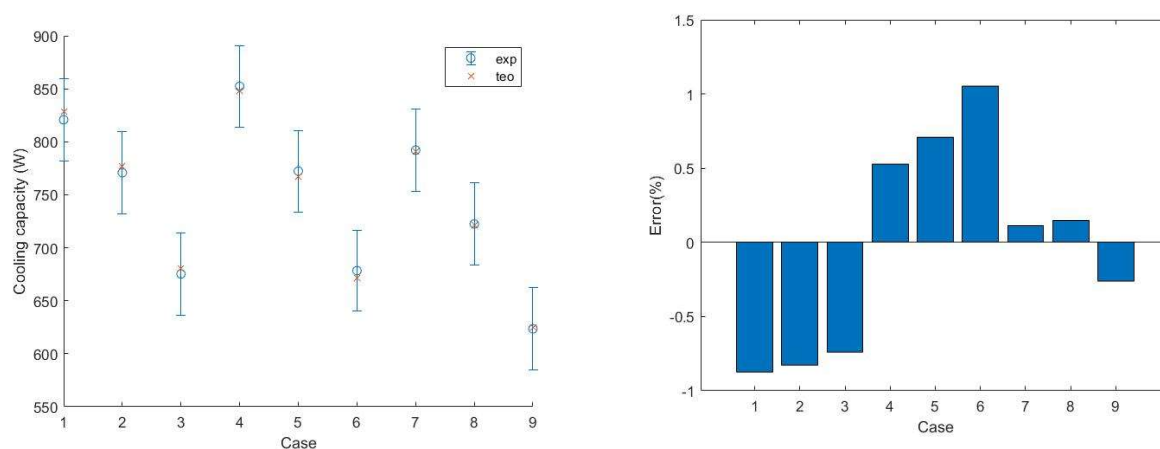


Figura 28. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para la VFA de 2 vías.

3.5.2. Análisis de la influencia de la distribución no uniforme del caudal de aire inducido.

Teniendo en cuenta la disposición de las líneas de toberas de los modelos de VFA ensayadas, y siendo éstas las generadoras del efecto de inducción de aire, se propone un modelo de distribución de aire inducido triangular. Así, el caudal de aire inducido de cada celda (V_{sc}), dependerá de su cercanía a las líneas de toberas. A falta de resultados experimentales, las Figuras 29 y 30 muestran las distribuciones del caudal de aire inducido propuestas en los tres modelos de VFA ensayados. Como se puede observar, para la VFA de 4 vías, que presenta 4 líneas de toberas, se propone una distribución triangular en ambos ejes de la batería. En cambio, en los casos de la VFA de 1 y 2 vías, se propone una distribución triangular únicamente en su eje transversal.

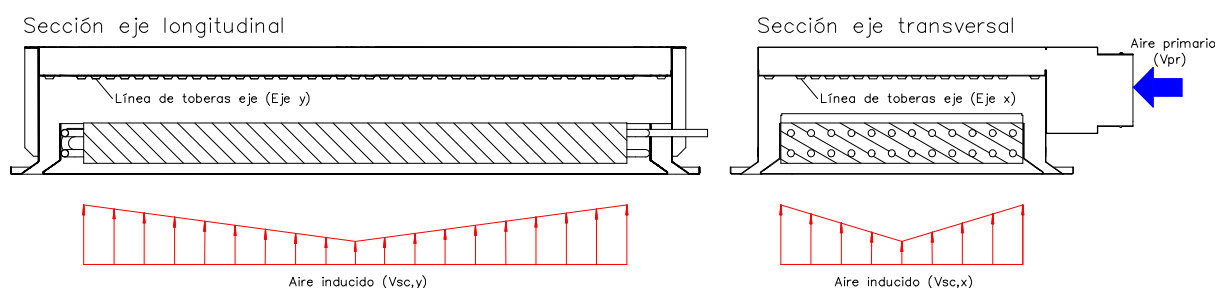


Figura 29. Representación en 2D de la distribución del caudal de aire inducido propuesta para el modelo de VFA de 4 vías.

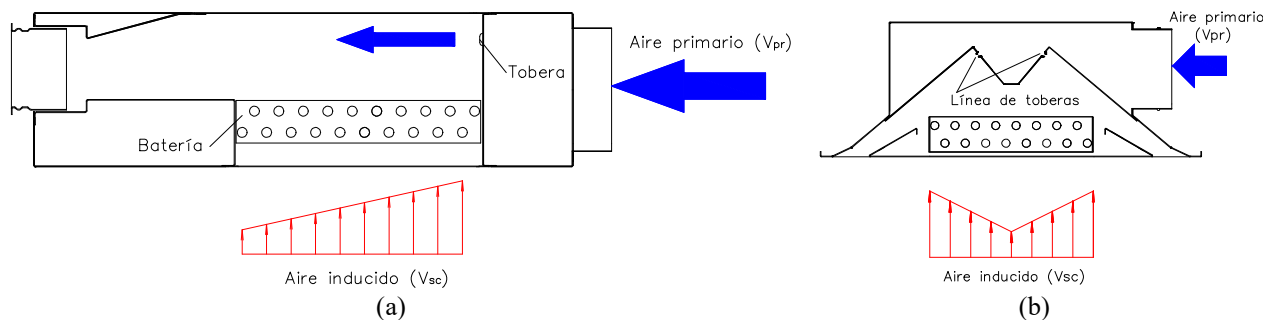


Figura 30. Representación en 2D de la distribución del caudal de aire inducido propuesta para el modelo de VFA de 1 (a) y 2 vías (b).

Con el objetivo de analizar la sensibilidad del modelo a la distribución del aire primario, se analizarán varios niveles de distribución no uniforme en cada modelo de batería. En este sentido, se define un límite del caudal de aire inducido que se distribuye uniformemente, mientras que el restante se distribuye triangularmente (ver Figura 31). En concreto, se analizan dos límites de distribución (L_{DU}), donde el 50 y 75% del caudal de aire inducido se distribuye uniformemente. Chen et al. [15] en 2015 lleva a cabo mediciones de distribución de aire inducido en una VFA de 2 vías. Los resultados muestran que aproximadamente el 80% del caudal de aire inducido se distribuye uniformemente. La Figura 32 muestra, para los dos modelos de baterías ensayadas experimentalmente, un ejemplo de distribución del caudal de aire primario aplicando los valores de L_{DU} establecidos.

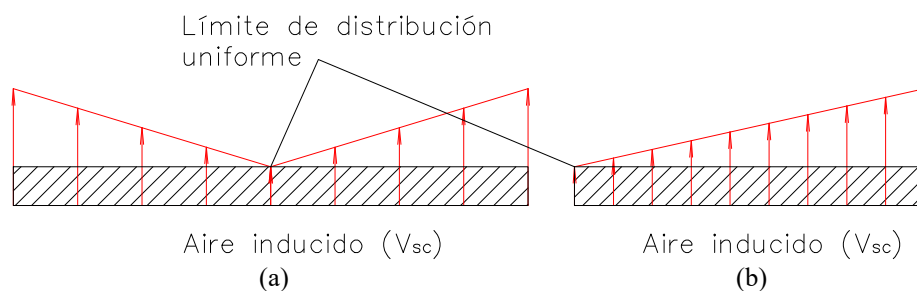


Figura 31. Modelo de distribución de aire inducido propuesto para para el modelo de VFA de 1 (a) y 2 vías (b).

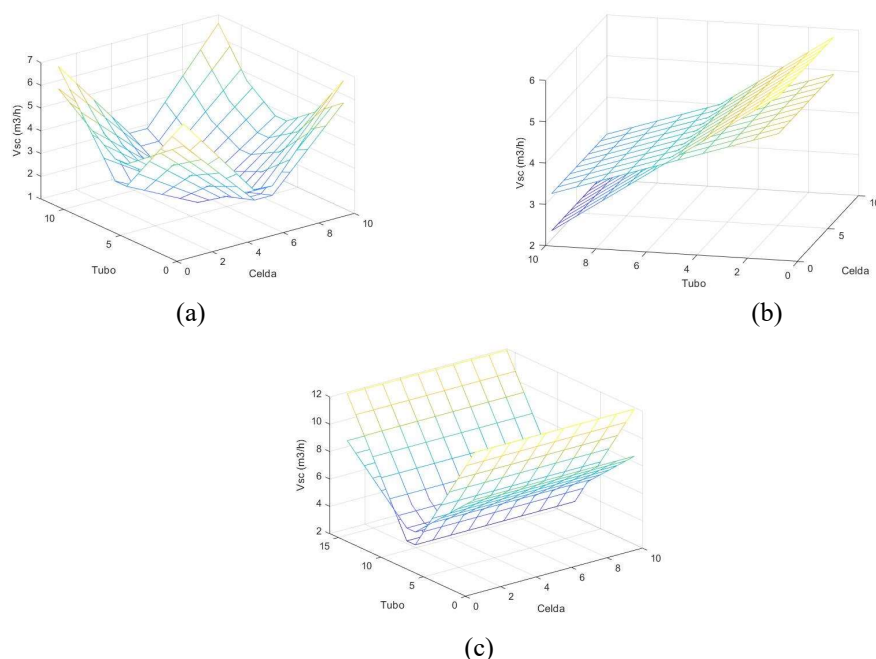


Figura 32. Ejemplo de distribución del caudal de aire primario aplicando los tres valores de L_{DU} : VFA de 4 vías (a); VFA de 1 vía (b); VFA de 2 vías (c) (Ejemplo para un caudal total de aire inducido de $400 \text{ m}^3/\text{h}$ y considerando una división de cada tubo en 10 celdas).

Tabla 17. Coeficientes de la correlación de la Ecuación 48 obtenidos en los tres perfiles de distribución de aire analizados en la VFA de 4 vías.

L_{DU}	C_1		C_2		R^2	$RMSE^{(1)}$
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%		
50 %	0.1474	$C_1 \in (-0.08448, 0.3794)$	0.6635	$C_2 \in (0.4924, 0.8345)$	0.935	3.2%
75 %	0.1334	$C_1 \in (-0.07073, 0.3376)$	0.6709	$C_2 \in (0.5045, 0.8373)$	0.937	3.1%
100 %	0.1538	$C_1 \in (-0.0898, 0.3975)$	0.6591	$C_2 \in (0.4868, 0.8313)$	0.941	2.9%

(1) RMSE es la raíz del error cuadrático medio

Tabla 18. Coeficientes de la correlación de la Ecuación 48 obtenidos en los tres perfiles de distribución de aire analizados en la VFA de 1 vía.

L_{DU}	C_1		C_2		R^2	$RMSE^{(1)}$
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%		
50 %	0.2545	$C_1 \in (0.126, 0.383)$	0.6533	$C_2 \in (0.5969, 0.7097)$	0.986	2.0%
75 %	0.2389	$C_1 \in (0.1229, 0.3549)$	0.6537	$C_2 \in (0.5994, 0.708)$	0.986	1.8%
100 %	0.2408	$C_1 \in (0.1239, 0.3578)$	0.6517	$C_2 \in (0.5974, 0.706)$	0.986	1.8%

(1) RMSE es la raíz del error cuadrático medio

Tabla 19. Coeficientes de la correlación de la Ecuación 48 obtenidos en los tres perfiles de distribución de aire analizados en la VFA de 2 vías.

L_{DU}	C_1		C_2		R^2	$RMSE^{(1)}$
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%		
50 %	0.2085	$C_1 \in (0.0009372, 0.6807)$	0.6432	$C_2 \in (0.5224, 0.7639)$	0.956	2.7%
75 %	0.1699	$C_1 \in (-0.01202, 0.3518)$	0.6598	$C_2 \in (0.5447, 0.7748)$	0.965	2.4%
100 %	0.1591	$C_1 \in (-0.0087, 0.3269)$	0.6652	$C_2 \in (0.5518, 0.7786)$	0.962	2.4%

(1) RMSE es la raíz del error cuadrático medio

Los resultados obtenidos muestran que el modelo numérico es sensible al fenómeno de distribución de aire inducido no uniforme a lo largo de la batería. Sin embargo, los resultados obtenidos presentan una ligera variación con respecto al caso simplificado de distribución uniforme ($L_{DU} = 100 \%$). En cambio, se observa un ligero aumento del error cuadrático medio ($RMSE$) a medida que aumenta en grado de no uniformidad del caudal de aire inducido.

Las Figuras 33 a 35 muestran la representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de h_0 , para los distintos grados de uniformidad del caudal de aire inducido analizados. Las propiedades del aire utilizadas en la correlación propuestas para el cálculo h_0 , varían ligeramente dentro del rango de temperaturas medias de aire esperadas al modificar la distribución de aire inducido ($20 < T_{AirAVR} < 26 \text{ }^\circ\text{C}$). Así, según la ecuación 49, en todos los casos ensayados, se comprueba un aumento de h_0 al reducirse el grado de uniformidad en la distribución del caudal de aire inducido, es decir, a medida que disminuye en valor de L_{DU} .

$$\frac{(hA)_0}{k_{air} \cdot Pr_{air}^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{air,s}}\right)^{0.25}} = C_1 Re_{aire,A_0}^{C_2} = C_1 \left(\frac{\dot{m}_{sc}}{\mu_{air}}\right)^{C_2} \quad (50)$$

Las Figuras 36 a 38 muestran la comparación entre las potencias térmicas calculadas experimentalmente, y las obtenidas a través del modelo numérico. Se observa como para todas las condiciones de distribución de aire analizadas, el modelo es capaz de predecir con muy buena precisión los resultados experimentales.

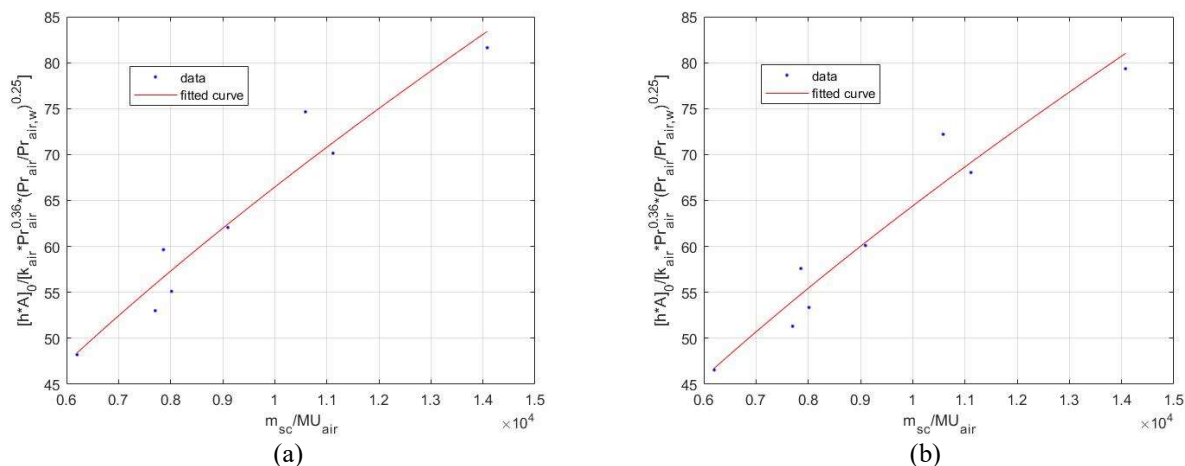


Figura 33. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 para el modelo de VFA de 4 vías: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).

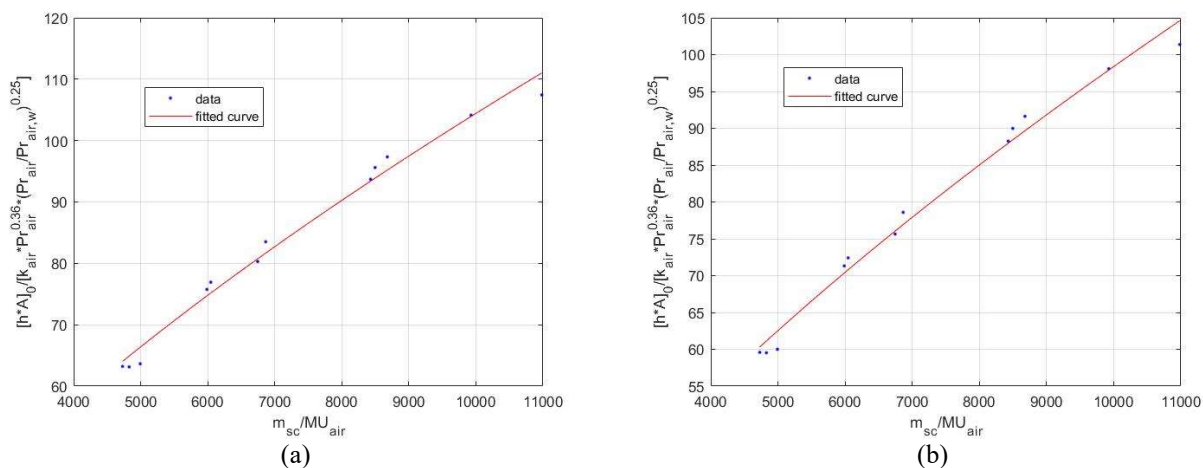


Figura 34. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 para el modelo de VFA de 1 vía: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).

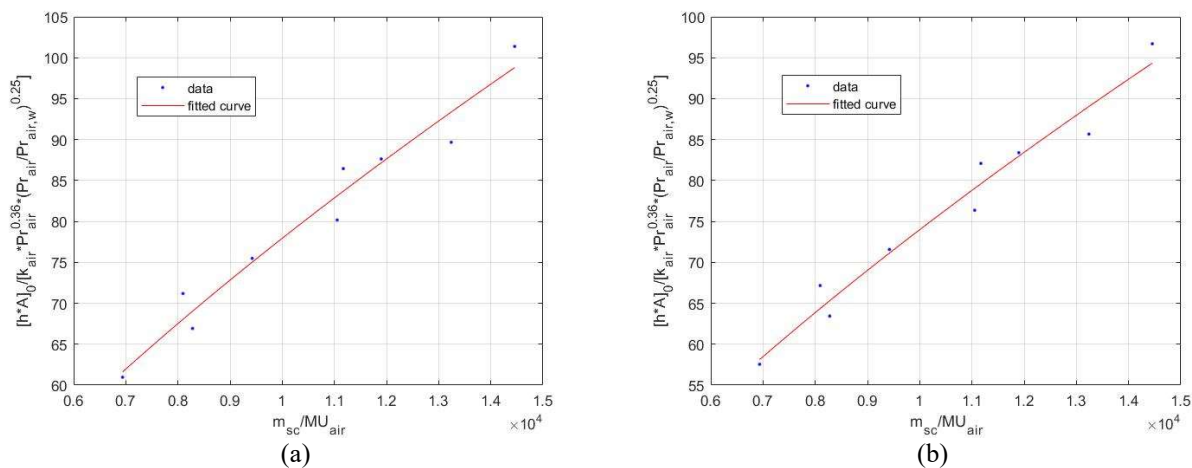


Figura 35. Representación gráfica de los ajustes por mínimos cuadrados de la Ecuación 48 para el modelo de VFA de 2 vías: $L_{DU} = 50\%$ (a); $L_{DU} = 75\%$ (b).

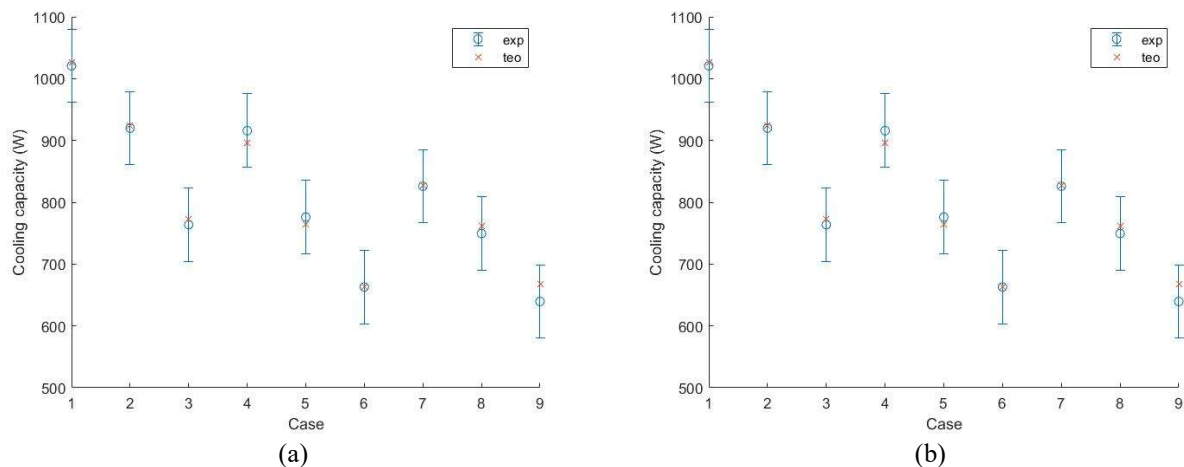


Figura 36. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para el modelo de VFA de 4 vías: $L_{DU}=50\%$ (a); $L_{DU}=75\%$ (b).

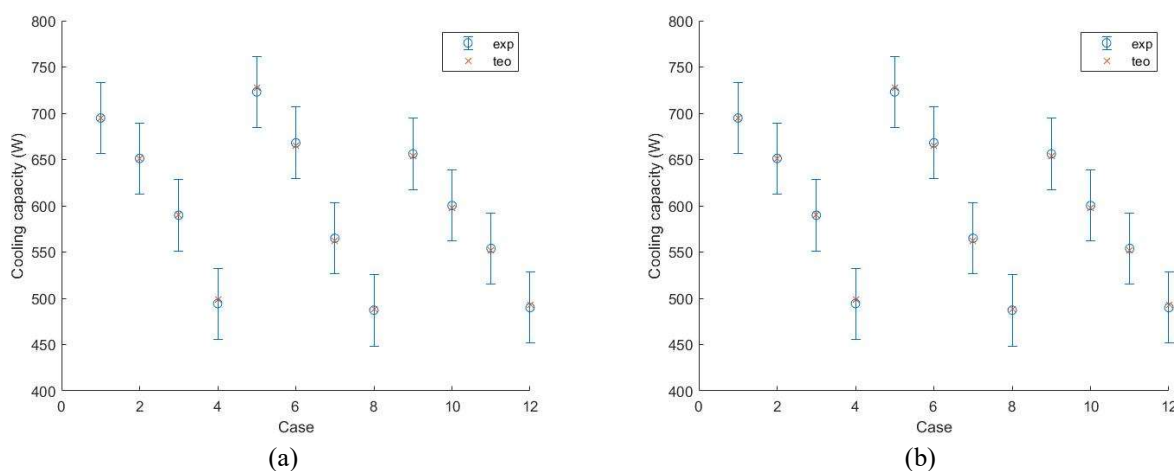


Figura 37. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para el modelo de VFA de 1 vía: $L_{DU}=50\%$ (a); $L_{DU}=75\%$ (b).

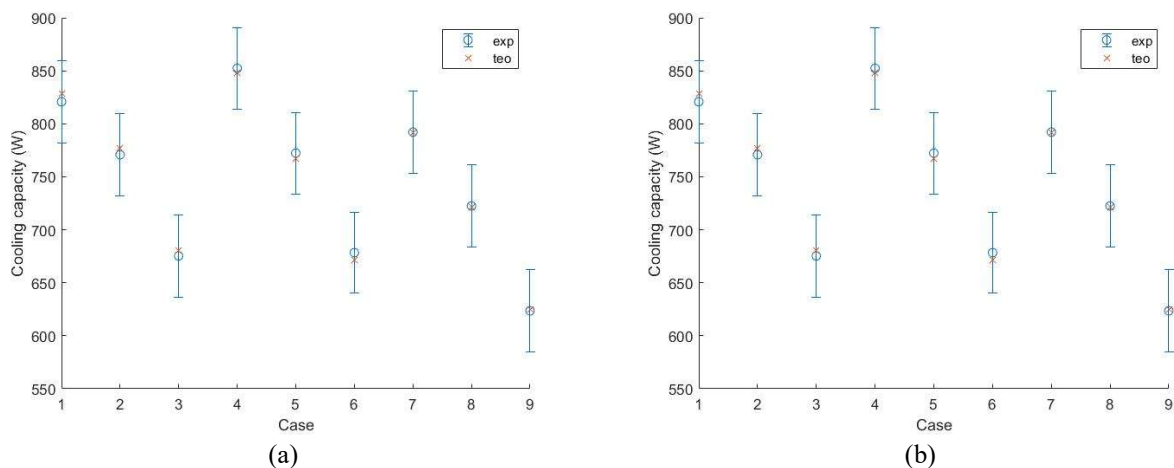


Figura 38. Potencias térmicas calculadas a través del modelo numérico para el modelo de VFA de 2 vías: $L_{DU}=50\%$ (a); $L_{DU}=75\%$ (b).

Como resumen, el análisis de todos resultados obtenidos, nos conducen a las siguientes conclusiones.

- El modelo numérico propuesto es sensible a la distribución no uniforme del caudal de aire inducido. De la misma forma, es capaz de predecir con precisión los resultados experimentales en todos los casos de distribución de aire analizadas.
- El valor de h_0 aumenta al reducirse el grado de uniformidad en la distribución del caudal de aire inducido. Así, las distribuciones de temperatura de agua y aire a través de la batería calculadas se verán afectadas ($\uparrow h_0 \rightarrow \uparrow UA \rightarrow \uparrow NTU \rightarrow \uparrow \varepsilon$).
- En los rangos de distribuciones no uniforme de aire inducido analizados, la hipótesis de distribución uniforme es válida para predecir la potencia térmica de una VFA. Sin embargo, a falta de mediciones experimentales, los resultados obtenidos no permiten concluir qué tipo de distribución de aire inducido se lleva a cabo en los modelos estudiados.

CAPÍTULO 4: MODELADO Y SIMULACIÓN DINÁMICA DE LOS SISTEMAS DE VIGAS FRÍAS ACTIVAS Y FAN COILS.

4.1. Introducción.

El modelado y simulación térmica por ordenador es una tecnología muy aceptada para el cálculo del rendimiento energético en edificios. En los últimos años, una gran variedad de herramientas de simulación térmica se ha desarrollado, y utilizado en el campo de investigación sobre la eficiencia energética en edificios. Estas herramientas permiten calcular el consumo anual de energía de un edificio, mediante el acoplamiento y resolución del sistema de ecuaciones que describen el comportamiento térmico del edificio, y de los sistemas de climatización. En este tipo de simulaciones, los datos climáticos, perfiles de uso y cargas internas del edificio son las condiciones de contorno. Así, suponen una forma fiable de comparar cuantitativamente la eficiencia energética entre dos sistemas o estrategias de control de climatización.

TRNSYS [37-38] es un entorno de software de base gráfica extremadamente flexible y basado en componentes. Principalmente, TRNSYS es utilizado en la evaluación del rendimiento de los sistemas de energía térmica y eléctrica. Para ello, dispone de una extensa biblioteca de componentes, cada uno de los cuales modela el rendimiento de una parte del sistema. La biblioteca estándar incluye aproximadamente 150 modelos que van desde bombas a edificios multizona, de turbinas eólicas hasta electrolizadores, de procesadores de datos climáticos a rutinas económicas y de equipos básicos de HVAC a tecnologías de vanguardia emergentes. Los modelos se construyen de tal manera que los usuarios pueden modificar los componentes existentes o escribir los suyos, extendiendo las capacidades del entorno. Por todo ello, TRNSYS es uno de los programas de simulación dinámica más utilizado en el ámbito de la investigación y, por tanto, ya existen referencias bibliográficas en las que se utiliza para modelar sistemas de VFA [32]. Así, TRNSYS es la plataforma seleccionada donde adaptar el modelo térmico de VFA propuesto en la presente tesis doctoral.

A continuación, se analizan las formulaciones matemáticas de los modelos utilizados en las simulaciones de TRNSYS, así como la integración entre ellos. A excepción del modelo de VFA, que se ha desarrollado por completo para cumplir con los objetivos marcados en la presente tesis doctoral, para el resto de componentes se han utilizado componentes de la librería estándar de TRNSYS y TESS [39]. En algunos de estos componentes, como es el caso del fan coil, se ha llevado a cabo modificaciones en la programación de su código fuente, para garantizar la igualdad en todas las comparaciones que posteriormente se analizan. Todas estas modificaciones se indican y justifican para cada modelo.

En cada paso de tiempo, la convergencia de cada modelo en TRNSYS, se evalúa comprobando la variación de las entradas y salidas del modelo entre dos iteraciones consecutivas. De esta manera, con el objetivo de controlar la convergencia de cada componente, se han creado las entradas nombradas como "Control de iteración", que simulan entradas. Estas entradas virtuales se conectan con el componente de VFA propuesto, para el cual se han creado una serie de salidas virtuales. De tal forma, mientras que el modelo de VFA vaya variando el valor de sus salidas virtuales, el resto de componentes no convergirán.

4.2. Descripción del modelo de VFA implementado en TRNSYS.

4.2.1. Descripción detallada del módulo de VFA implementado (Type 876).

El nuevo componente de VFA desarrollado para TRNSYS se basa en los dos modelos validados experimentalmente descritos en el Capítulo 3: (1) Modelo empírico de cálculo del caudal de aire inducido (V_{sc}) a partir del aire primario (V_{pr}); y (2) Modelo numérico de la batería. En este sentido, se crea un nuevo componente de TRNSYS, cuyos parámetros, variables de entrada y salida se enumeran en las Tablas 20 y 21.

Tabla 20. Parámetros del nuevo componente de VFA propuesto para TRNSYS.

Parámetros		Ud.
1	Número de VFA (permite definir agrupaciones de VFA en una habitación)	Adi.
2	Estrategia de condensación. Mediante un valor numérico, se define cuál de las estrategias de prevención de condensación definidas en la sección 1.4	Adi.
3	Archivo de texto con definición geométrica de la batería	---
4	Archivo de texto con los coeficientes de los modelos empíricos y numérico definidos las Secciones 2.2 y 2.3	---
5	Archivo de texto con la definición del circuito de la batería	---

Tabla 21. Entradas y salidas del nuevo componente de VFA propuesto para TRNSYS.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura del aire inducido (T_r)	°C	1	Caudal másico de agua de salida del circuito 1 ($m_{c1,w}$)	kg/h
2	Contenido de humedad del aire inducido (w_r)	Adi.	2	Caudal másico de agua del circuito 1 de retorno a la enfriadora ($m_{c1,w,return}$)	kg/h
3	Presión del aire inducido (P_r)	Atm.	3	Caudal másico de agua del circuito 1 de bypass ($m_{c1,w,bypass}$)	kg/h
4	Caudal másico nominal de agua del circuito 1 ($m_{w,c1,rated}$)	kg/h	4	Temperatura de salida de agua del circuito 1 ($T_{c1,w,out}$)	°C
5	Temperatura de entrada de agua del circuito 1 ($T_{w,in,c1}$)	°C	5	Potencia térmica sensible aportada por el circuito 1 de la batería ($Q_{c1,w}$)	kJ/h
6	Presión de entrada de agua del circuito 1 ($P_{r,in,c1}$)	Atm.	6	Pérdida de carga del circuito 1 de la batería ($\Delta P_{c1,w}$)	kPa
7	Caudal másico nominal de agua del circuito 2 ($m_{w,c2,rated}$)	kg/h	7	Caudal másico de agua de salida del circuito 2 ($m_{c2,w}$)	kg/h
8	Temperatura de entrada del circuito 2 ($T_{w,in,c2}$)	°C	8	Caudal másico de agua del circuito 2 de retorno a la enfriadora ($m_{c2,w,return}$)	kg/h
9	Presión de entrada del agua del circuito 2 ($P_{r,in,c2}$)	Atm.	9	Caudal másico de agua del circuito 2 de bypass ($m_{c2,w,bypass}$)	kg/h
10	Caudal volumétrico de aire primario (V_{pr})	m ³ /h	10	Temperatura de salida de agua del circuito 2 ($T_{c2,w,out}$)	°C
11	Demanda térmica a combatir (Q_{load})	kJ/h	11	Potencia térmica sensible aportada por el circuito 2 de la batería ($Q_{c2,w}$)	kJ/h
12	Modo de trabajo (0=OFF ; 1=Frío ; 2=Calor ; 3=Ventilación)	Adi.	12	Pérdida de carga del circuito 2 de la batería ($\Delta P_{c2,w}$)	kPa
13	Control de iteración	Adi.	13	Alarma de condensación (0=No alarma ; 1=Alarma)	Adi.
			14	Control de iteración	Adi.

El control de la potencia térmica cedida por la VFA se realiza variando el caudal de paso de agua a través de la batería. Así, se lleva a cabo un cálculo iterativo sobre el modelo numérico de la batería de la VFA, hasta conseguir minimizar la diferencia entre la demanda térmica (Q_{load}) y la capacidad de la VFA. La Figura 39 muestra la lógica de cálculo del modelo de VFA propuesto.

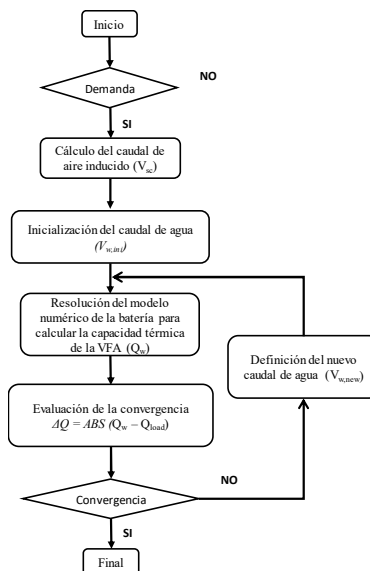


Figura 39. Lógica de cálculo del modelo de VFA propuesto

Las Figuras 40 a 42 muestran ejemplos de los archivos de texto con la definición de la geometría, los coeficientes de los modelos y la definición del circuito de la batería, utilizados en el nuevo componente de VFA propuesto para TRNSYS. En todos ellos, en la primera fila se indica el número máximo de elementos de lectura. En el archivo de texto con los coeficientes de los modelos, las tres primeras columnas corresponden a los coeficientes de correlación de cálculo del caudal de aire inducido (V_{sc}) de cada una de las toberas de la VFA. En cambio, en la cuarta columna se definen los coeficientes de correlación de h_0 . Finalmente, las dos últimas columnas indican los coeficientes de la función cuadrática, que calcula la pérdida de carga que se produce en la batería de agua (ΔP_w) a partir del caudal de agua (m_w). Estos coeficientes se obtienen a partir de los resultados de ΔP_w extraídos del programa de selección de VFA de MADEL [47].

$$\Delta P_w(kPa) = a + b \cdot m_w + c \cdot m_w^2 \quad (51)$$

Por otro lado, en la Figura 42 se define la matriz de conexionado de los tubos de cada circuito de agua. Así, el archivo de texto contendrá dos columnas para los modelos de VFA de 4 tubos, y una columna para los de 2 tubos.

```

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21
0
2
12
10
18
2
948
12
12.7
396.5
35
35
0
420
70
0.12
3
234.9
5
1.25
0
! Number of geometrical data coil
! The tube arrangement can be 0=In line or 1= Staggered
! Number of rows in the direction of the air flow of chilled beams' coil
! Number of tubes per row of the chilled beam's coil
! Number of cells (nodes) per tube used in discretizing each tube
! Maximum number of tubes of both circuits.
! Number of circuits of chilled beam's coil.
! Length of tubes of chilled beam's coil (mm)
! Inside diameter of tube of chilled beam's coil (mm)
! Outside diameter of tube of chilled beam's coil (mm)
! Tube material thermal conductivity (W/mK)
! Longitudinal tube pitch in the airflow direction (mm)
! Transverse tube pitch (normal to air flow direction) (mm)
! Fin type: 'Flat=0' or 'wavy=1'
! Width of the fins, normal to air flow (mm)
! Height of the fins in the direction of the air flow (mm)
! Thickness of fins (mm)
! Separation between two consecutive fins including fin thickness (mm)
! Fin thermal conductivity (W/mK)
! One half wave length of wavy fins (mm)
! Wavy fin pattern depth (mm)
! 0=Upwards or 1= Downwards
    
```

Figura 40. Archivo de texto con definición geométrica de la batería

```

1 2 3 4
3.1120 1.16130 1.18690 0.3009 -0.03244894 -0.01940086 ! Number of coefficients per data
1.1080 1.1860 1.1060 0.5687 0.0169298 0.00175341 ! Coefficient 1
0 0 0 0 0.00013802 0.000066126 ! Coefficient 2
0 0 0 0 0 0 ! Coefficient 3
! Coefficient 4
    
```

Figura 41. Archivo de texto con los coeficientes de los modelos empíricos y numérico

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
15			16															! Number of tubes per circuit
-14			-17															! Tube 1 - Circuit 1/Circuit 2
13			18															! Tube 2 - Circuit 1/Circuit 2
-1			-19															! Tube 3 - Circuit 1/Circuit 2
2			20															! Tube 4 - Circuit 1/Circuit 2
-3			-21															! Tube 5 - Circuit 1/Circuit 2
4			0															! Tube 6 - Circuit 1/Circuit 2
-5			0															! Tube 7 - Circuit 1/Circuit 2
6			0															! Tube 8 - Circuit 1/Circuit 2
-7			0															! Tube 9 - Circuit 1/Circuit 2
8			0															! Tube 10 - Circuit 1/Circuit 2
-9			0															! Tube 11 - Circuit 1/Circuit 2
10			0															! Tube 12 - Circuit 1/Circuit 2
-11			0															! Tube 13 - Circuit 1/Circuit 2
12			0															! Tube 14 - Circuit 1/Circuit 2
-24			0															! Tube 15 - Circuit 1/Circuit 2
23			0															! Tube 16 - Circuit 1/Circuit 2
-22			0															! Tube 17 - Circuit 1/Circuit 2
																		! Tube 18 - Circuit 1/Circuit 2

Figura 42. Archivo de texto con la definición del circuito de la batería

4.2.2. Modelado en TRNSYS de la instalación de VFA.

La Figura 44 (a) muestra un esquema de conexión de todos los componentes utilizados en el modelado de la instalación de VFA estudiada. Para simplificar el esquema se muestra el modelo de simulación para una única zona. Por otro lado, la Figura 43 muestra un esquema de principio de la instalación de VFA modelada en TRNSYS. Se ha simulado una instalación de VFA con una sola enfriadora, por los siguientes motivos: (1) Se trata del esquema más comúnmente utilizado en instalaciones de VFA; y (2) La comparación de las prestaciones de las instalaciones de VFA y FC será más justa, al operar ambas con la misma temperatura de producción de agua fría. Precisamente, este era uno de los argumentos presentados por la asociación de fabricantes de unidades de FC del Reino Unido [36], para poner en entredicho la reducción del consumo energético anual presentada por la asociación de fabricantes de VFA del mismo país [35]. Así, es necesario el uso de una válvula diversora (Type 11b), que controla la temperatura de agua suministrada a las VFA. De esta forma, se aprovecha la temperatura del agua de retorno de las VFA para aumentar su temperatura de entrada de agua.

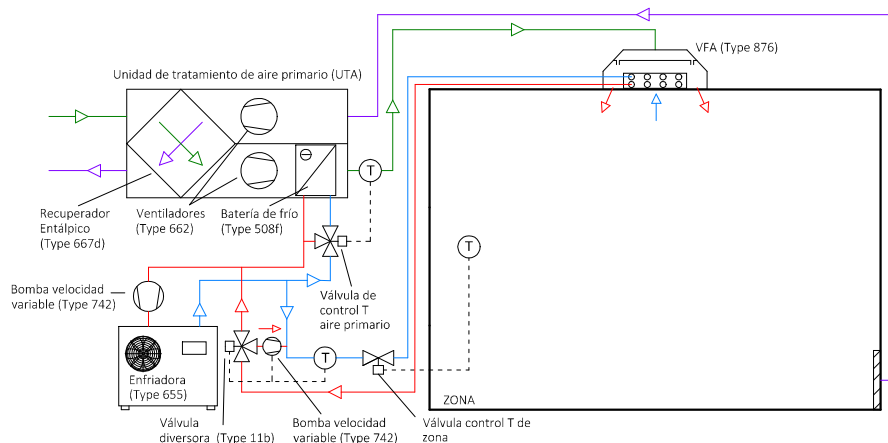


Figura 43. Esquema de principio de la instalación de VFA modelada en TRNSYS.

A excepción del Type 872 y 876, todos los componentes utilizados pertenecen a las librerías de TRNSYS y TESS [39]. Los componentes Type 872 y 876 han sido específicamente programados en Fortran [38] para resolver el comportamiento térmico de una instalación de VFA. El Type 872 actúa a modo de control centralizado de la instalación de aire primario. En función de la demanda térmica de las distintas estancias, establece los parámetros de control de la instalación de VFA; modo de funcionamiento, control de temperatura del primario, caudales de aire primario en función de la ocupación, señal de ON/OFF del recuperador entálpico etc. Por otro lado, el Type 876 resuelve el modelo del comportamiento térmico estacionario de la VFA propuesto en la presente tesis doctoral.

Se distinguen tres grupos principales de componentes, que conforman los siguientes sistemas: (1) Unidad de tratamiento de aire (UTA); (2) Equipos de producción y distribución de agua fría; y (3) Cálculo de demanda térmica del edificio (Type 56). La Tabla 22 enumera los componentes que forman parte de la UTA, y del sistema de producción y distribución de agua. Sin embargo, la descripción de la formulación utilizada para resolver cada componente se presenta en la sección 4.5.

Tabla 22. Listado de componentes de la UTA y del sistema de producción y distribución de agua

<i>UTA</i>		<i>Producción y distribución de agua</i>	
<i>Descripción</i>	<i>Componente</i>	<i>Descripción</i>	<i>Componente</i>
Ventilador	Type 662-2	Enfriadora	Type 655
Recuperador sensible	Type 760-b	Bomba (B1)	Type 742
Conducto de distribución	Type 709	Válvula diversora (V3)	Type 11-b
		Bomba de recirculación de bypass del sistema de producción (B2)	Type 742
		Tubería de distribución	Type 709
		VFA	Type 876
		Bomba recirculación de bypass de control de condensación (B3)	Type 742

Según lo establecido en el diagrama de flujo, es necesario llevar a cabo un exhaustivo control del valor 7 del array INFO de los componentes de TRNSYS. Este valor controla las actuaciones a realizar en cada una de las llamadas que el motor de cálculo de TRNSYS realiza durante un paso de tiempo. De esta manera, en las dos primeras llamadas de cada paso de tiempo ($\text{Info}[7] = 0$), el Type 876 actúa como un sistema térmico ideal sobre el modelo de edificio (Type 56). Así, en función de la demanda térmica total del edificio, el Type 872 determinará el modo de trabajo de la instalación de VFA.

En concreto, durante la segunda llamada de cada paso de tiempo ($\text{Info}[7] = 1$), se calculan las condiciones de impulsión del aire primario, que se encarga de combatir la carga latente, y parte de la carga sensible generada en el interior del edificio. La temperatura de consigna de producción de aire primario es fija. En principio, se utiliza un valor de 16 °C, si se determina que la instalación de VFA debe trabajar en modo refrigeración. Para ello, se utiliza el modelo de batería de frío Type 508f. Por otro lado, si no existiera demanda térmica en ninguna de las zonas, la temperatura de consigna de producción de aire primario se establece igual a la temperatura media de las zonas ocupadas. Así, en estas zonas ocupadas, se cumplen los criterios de renovación de aire interior, con un aire primario en condiciones neutras.

Esta información se traslada al modelo de edificio, de tal manera, que los aportes de energía correspondientes al aire primario y al lado agua quedan desacoplados. Así, a partir de la tercera llamada de cada paso de tiempo ($\text{Info}[7] \geq 2$), la demanda térmica obtenida a través del modelo del edificio corresponderá a la parte que debe de ser combatida por la batería de la VFA. De esta manera, se resuelve el modelo térmico de la batería de agua de la VFA. Las salidas que genera el Type 876, temperatura de retorno y caudal de agua, se utiliza para resolver los modelos de la válvula diversora que controla la temperatura de agua suministrada a las VFA (Type 11b), así como el de la enfriadora (Type 655).

Con el objetivo de evitar que alguno de los componentes converja sin que se cumplan las condiciones establecidas en el diagrama de flujo, el Type 872 genera una serie de salidas virtuales conectadas a cada uno de ellos. De esta manera, a través del Type 872 se puede forzar la no convergencia del resto de componentes del modelo de instalación de VFA definido en TRNSYS. La gestión de estas salidas virtuales se deja de ejecutar a partir de la tercera llamada de cada paso de tiempo ($\text{Info}[7] \geq 2$). A partir de este momento, el la convergencia del modelo dependerá del valor de tolerancia definido en TRNSYS. Se considera que el modelo ha convergido cuando en todos los componentes, se cumple que la diferencia entre las entradas y salidas de dos llamadas consecutivas de cada paso de tiempo, sea menor al valor de tolerancia establecido

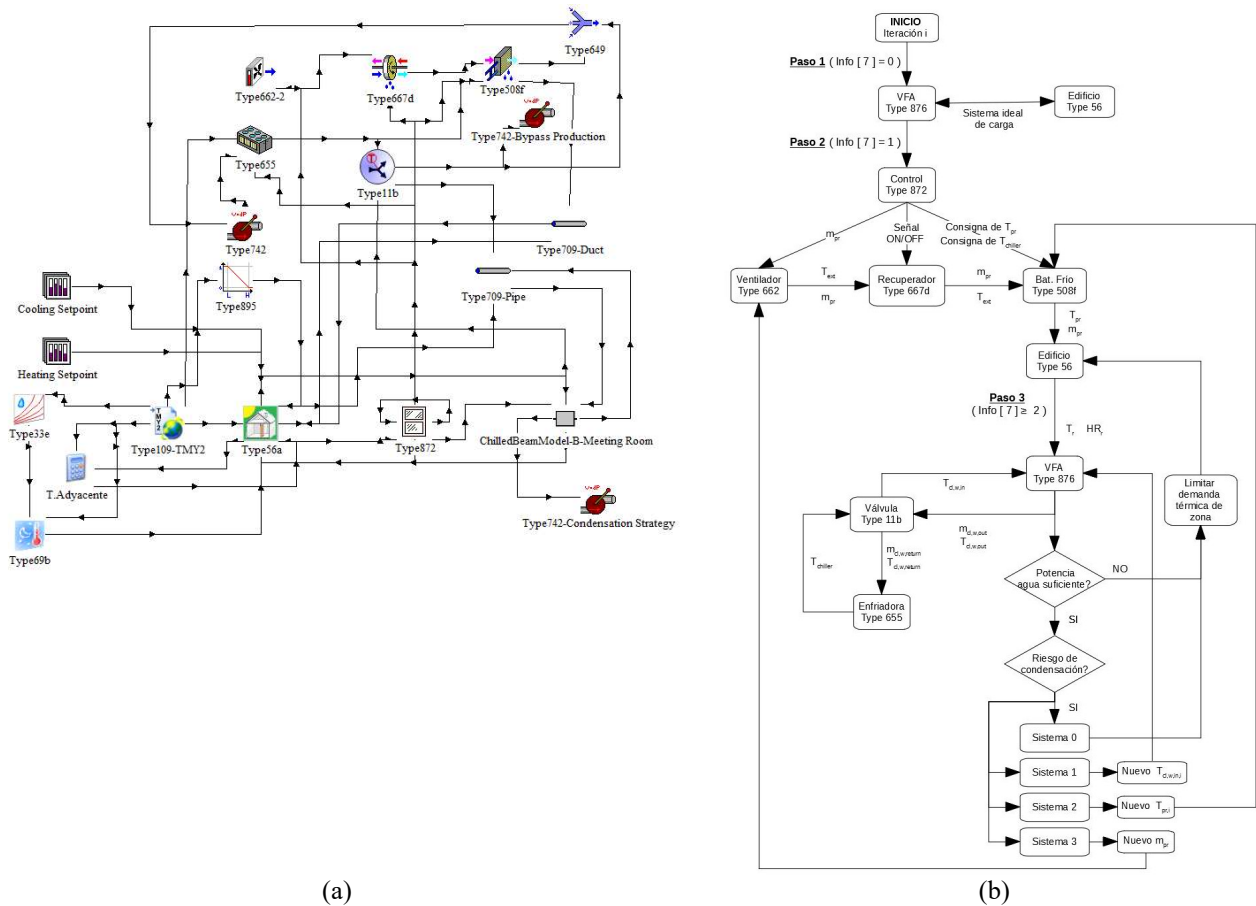


Figura 44. Conexión de todos los componentes utilizados en el modelado (a). Diagrama de flujo de interacción entre los diferentes componentes del modelo de instalación de VFA (b).

4.4. Descripción del modelo de FC simulado en TRNSYS (Type 987).

4.4.1. Descripción detallada del modelo. (Type 987 Modificado).

Para el modelado del FC se toma como base el Type 987 de la librería HVAC de TESS [39] que contiene; (1) una caja de mezcla de aire exterior y de retorno; (2) un ventilador; (3) una batería de agua caliente; y (4) una batería de agua fría. Sin embargo, con el objetivo de que la comparación de las prestaciones de las instalaciones de VFA y FC será más justa, se llevan a cabo las siguientes modificaciones:

- 1) Se anula la caja de mezcla de aire exterior y de retorno del Type 987. Así, se considera un sistema de ventilación desacoplado del FC, cuyos componentes y criterios de funcionamiento se describen en la sección 1.3.2. Al igual que en las instalaciones de VFA, en primer lugar, se suministra al edificio el aire de ventilación. Sin embargo, en este caso la aportación del aire de ventilación se realiza en condiciones exteriores. Así, se consigue establecer el modo de trabajo de la instalación de FC teniendo en cuenta las cargas de ventilación. Además, se favorecen las situaciones de enfriamiento gratuito en las instalaciones de FC con respecto a las de VFA, donde la temperatura de consigna de aire primario es de 16 °C. Esta estrategia de enfriamiento gratuito también puede ser aplicada en instalaciones de VFA. Sin embargo, su aplicación requiere añadir un lazo de control adicional sobre la UTA, que compare la temperatura exterior con la interior. Sin embargo, este tipo de control no suele aplicarse en instalaciones de VFA por criterios de condensación. Aún en condiciones de baja demanda térmica, el aire primario debe de ser pre-tratado para reducir su contenido de humedad, y de esta manera, combatir la carga latente de local. En caso contrario, el contenido de humedad del local podría aumentar en exceso y, por tanto, llegar a producir condensación en un futuro arranque de la circulación de agua.

- 2) Type 987 incluye tres entradas de señal de control para gestionar su funcionamiento. Dos señales on/off para habilitar o deshabilitar las baterías de frío y de calor (I_{cool} y I_{heat}), y una última entrada con valores comprendidos entre 0 y 1 (I_{fan}), que indica la relación entre el caudal de aire de salida y el nominal (m_{air} y $m_{air,rated}$). Así, en cada paso de tiempo, el valor de m_{air} se calcula a través de la Ecuación (52)

$$m_{air} = m_{air,rated} \cdot I_{fan} \quad (52)$$

Sin embargo, en el nuevo componente de FC propuesto, el control on/off de las baterías se realiza internamente, una vez se ha evaluado la demanda térmica total de cada zona (incluida la carga de ventilación). Además, tal y como se analiza en los siguientes puntos, el sistema de sistema de control propuesto para la temperatura de consigna de cada zona se basa en la regulación del caudal de agua. Por este motivo, se considera que $m_{air} = m_{air,rated}$.

- 3) El Type 987 permite calcular la potencia térmica de un FC de 4 tubos en unas condiciones determinadas (temperatura de entrada de agua, caudal de agua, temperatura de bulbo húmedo de retorno del aire y caudal de aire). Sin embargo, no permite un cálculo iterativo para ajustar su potencia a la demanda térmica, por ejemplo, modificando el caudal de agua o de aire. De esta manera, se añade al Type 987 este cálculo iterativo en función del caudal de agua, que como se definió en la sección 1.3.2, se trata del sistema de control de la temperatura de consigna de zona comúnmente utilizado en instalaciones de FC.
- 4) Al igual que en el caso de VFA, se evalúa la pérdida de carga que se produce en la batería de agua (ΔP_w) a partir del caudal (V_w). Así, el control de regulación del caudal de agua en FC, permitirá una justa comparativa en relación a los consumos de bombas de agua de agua.

El modelo propuesto se basa en un par de archivos de datos externos que relacionan la potencia térmica sensible y total del FC con sus condiciones de trabajo. Por otro lado, un tercer archivo relaciona el consumo eléctrico del ventilador con la velocidad relativa del mismo. Las Tablas 23 y 24 muestran los parámetros, entradas y salidas del componente Type 987 que ha sido modificado para modelar el FC.

Tabla 23. Parámetros del componente Type 987 modificado.

Parámetros	Ud.	
1	Calor específico del refrigerante utilizado en la batería de frío ($cp_{cl,w}$)	Adi.
2	Calor específico del refrigerante utilizado en la batería de calor ($cp_{h,w}$)	Adi.
3	Caudal nominal de impulsión de aire del ventilador ($V_{air,rated}$)	l/s
4	Caudal másico de agua nominal de la batería de frío ($m_{cl,w,rated}$)	kg/h
5	Caudal másico de agua nominal de la batería de calor ($m_{h,w,rated}$)	kg/h
6	Potencia térmica sensible nominal de la batería de frío ($Q_{cl,sens,rated}$)	kJ/h
7	Potencia térmica total nominal de la batería de frío ($Q_{cl,tot,rated}$)	kJ/h
8	Potencia térmica total nominal de la batería de calor ($Q_{h,tot,rated}$)	kJ/h
9	Consumo eléctrico nominal del ventilador ($Pe_{fan,rated}$)	kJ/h
10	Eficiencia del motor (η_{motor})	Adi
11	Fracción de pérdida de calor del motor ($f_{to,Air}$): La fracción del consumo eléctrico del ventilador transferida a la corriente de fluido. Los valores típicos para este parámetro son 0 para motores montados fuera de la corriente de fluido y 1 para motores montados dentro de la corriente de fluido.	Adi
12	Archivo de datos externos que relaciona la capacidad sensible y total de la batería de frío con sus condiciones de trabajo	---
13	Archivo de datos externos que relaciona la capacidad total de la batería de calor con sus condiciones de trabajo	---
14	Archivo de texto que relaciona el consumo eléctrico del ventilador con la velocidad relativa del mismo.	---

Tabla 24. Entradas y salidas del componente Type 987 modificado.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura de entrada de agua del circuito de frío ($T_{cl,w,in}$)	°C	1	Temperatura de salida de agua del circuito de frío ($T_{cl,w,out}$)	°C
2	Caudal másico de agua nominal del circuito de frío ($m_{cl,w,rated}$)	kg/h	2	Caudal másico de agua de salida del circuito de frío ($m_{cl,w}$)	kg/h
3	Temperatura de entrada del circuito de calor ($T_{h,w,in}$)	°C	3	Temperatura de salida de agua del circuito de calor ($T_{h,w,out}$)	°C
4	Caudal másico de agua nominal de agua del circuito de calor ($m_{h,w,rated}$)	kg/h	4	Caudal másico de agua de salida del circuito de calor ($m_{h,w}$)	kg/h
5	Temperatura del retorno de aire (T_r)	°C	5	Temperatura de impulsión de aire ($T_{air,out}$)	°C
6	Contenido de humedad del aire de retorno (w_r)	Adi.	6	Contenido de humedad del aire de impulsión ($w_{air,out}$)	Adi.
7	Humedad relativa del aire de retorno (HR_r)	%	7	Humedad relativa del aire de impulsión ($HR_{air,out}$)	%
8	Presión del aire de retorno (P_r)	Atm.	8	Caudal másico de impulsión de aire (m_{air})	kg/h
9	Caudal volumétrico de aire de ventilación (V_{pr})	m ³ /h	9	Potencia térmica sensible aportada por el circuito de frío ($Q_{cl,sens}$)	kJ/h
10	Demanda térmica a combatir (Q_{load})	kJ/h	10	Potencia térmica total aportada por el circuito de frío ($Q_{cl,tot}$)	kJ/h
11	Control de iteración	Adi.	11	Potencia térmica total aportada por el circuito de calor ($Q_{cl,tot}$)	kJ/h
			12	Consumo eléctrico del ventilador (Pe_{fan})	kJ/h
			13	Calor transmitido por el ventilador a la corriente de aire ($Q_{air,fan}$)	kJ/h
			14	Masa de agua condensada (m_{cond})	kg/h
			15	Caudal másico de aire de ventilación (m_{pr})	kg/h
			16	Pérdida de carga de la batería de frío ($\Delta P_{cl,w}$)	kPa
			17	Pérdida de carga de la batería de calor ($\Delta P_{h,w}$)	kPa
			13	Control de iteración	Adi.

En cada paso del tiempo, Type 987 realiza una llamada a las subrutinas de psicrometría y propiedades del aire de TRNSYS para obtener las propiedades del aire de retorno. Type 897 diferencia dos tipos de rutinas de cálculo en función de que exista o no circulación de agua y aire a través de la batería.

Si no existe circulación de aire o agua, el Type 987 iguala las condiciones de salida del aire y agua a las de entrada. Además, las capacidades sensible y total de salida del modelo se anulan. Por último, Type 987 realiza otra llamada a la subrutina de psicrometría de TRNSYS para determinar completamente el estado de la salida de aire. Aunque no exista circulación de agua, debido a la caída de presión del lado del aire, se puede producir condensación sobre la batería. En estos casos, la masa de agua condensada se calcula mediante la Ecuación 53.

$$m_{cond} = m_{air}(w_r - w_{air,out}) \quad (53)$$

Si existe demanda térmica, o en su caso, se requiere ventilar una zona, se determina el impacto del ventilador sobre la corriente de aire. El archivo de datos de rendimiento del ventilador es consultado por la subrutina de lectura de datos de TRNSYS "Interpolar datos". La subrutina devuelve la fracción del consumo eléctrico del ventilador a plena carga ($f_{pe,fan}$), que corresponde a la velocidad relativa del ventilador (I_{fan}). El consumo eléctrico del ventilador (Pe_{fan}) y el calor transmitido a la corriente de aire ($Q_{air,fan}$), se calculan a través de las Ecuaciones 54 y 55:

$$Pe_{fan} = Pe_{fan,rated} \cdot f_{pe,fan} \quad (54)$$

$$Q_{air,fan} = \eta_{motor} \cdot Pe_{fan} + (1 - \eta_{motor})f_{toAir} \cdot Pe_{fan} \quad (55)$$

donde: $Pe_{fan,rated}$ es el consumo eléctrico del ventilador en condiciones nominales; f_{toAir} es la fracción del consumo eléctrico del ventilador que se transmite en forma de calor al aire; η_{motor} es la eficiencia del motor

del ventilador.

Finalmente, las Ecuaciones 56 y 57 permiten calcular la entalpía y contenido de humedad del aire a la salida del ventilador, mientras que para obtener el resto de propiedades, Type 987 realiza una llamada a la subrutina de psicrometría de TRNSYS.

$$h_{air,fan} = h_r + \frac{Q_{air,fan}}{m_{air}} \quad (56)$$

$$w_{air,fan} = w_r \quad (57)$$

La definición del comportamiento térmico de ambas baterías se lleva a cabo mediante dos archivos de texto con el formato de datos estándar de TRNSYS. En el caso de la batería de frío, el archivo debe proporcionar los factores de corrección de su capacidad sensible y total nominal ($Q_{cl,sens,ratio}$ y $Q_{cl,tot,ratio}$) en función de: (1) la temperatura seca y de bulbo húmedo del aire de entrada a la batería ($T_{air,mixed}$ y $T_{wb,air,mixed}$); (2) la temperatura de agua a la entrada de la batería ($T_{w,in}$); y (3) el valores normalizado del caudal de agua, que se definen como la relación entre el caudal de agua en cada paso de tiempo y el nominal (I_{coil}). La Figura 48 muestra parte del archivo de texto con los datos utilizados para la obtención de $Q_{cl,sens,ratio}$ y $Q_{cl,tot,ratio}$ en la batería de frío. Las cuatro primeras filas muestran los valores de las 4 variables independientes descritas. Por otro lado, las dos columnas restantes se corresponden con los valores de $Q_{cl,tot,ratio}$ y $Q_{cl,sens,ratio}$ respectivamente. El archivo debe de contener los valores de $Q_{cl,tot,ratio}$ y $Q_{cl,sens,ratio}$ asociadas a todas las combinaciones posibles de las variables independientes definidas.

La subrutina de lectura de datos TRNSYS, puede interpolar los valores de las variables dependientes dentro del rango de datos dado en los archivos de datos. Si el valor de una de las variables independientes enviadas a la rutina de lectura de datos, es superior o inferior al rango presente en el archivo, la rutina de lectura de datos imprimirá una advertencia a la simulación TRNSYS, y devolverá el valor máximo o mínimo correspondiente.

0.05	0.25	0.5	0.75	1		20	!Normalized Fluid Flow Rate [-]: Rated at 1.0
5	7	9	12	16			!Inlet Fluid Temperature [C]: Rated at 7 C
19	23	27	31				!Inlet Air Dry Bulb Temperature [C]: Rated at 27 C
10	15	18	22	25			!Inlet Air Wet Bulb Temperature [C]: Rated at 19 C
0.139805825		0.196721311					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 10
0.139805825		0.196721311					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 15
0.139805825		0.196721311					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 18
0		0					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 22
0		0					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 25
0.178640777		0.25136612					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 23 / Twbair,mixed = 10
0.178640777		0.25136612					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 23 / Twbair,mixed = 15
0.178640777		0.25136612					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 23 / Twbair,mixed = 18
0.178640777		0.139344262					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 23 / Twbair,mixed = 22
0		0					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 23 / Twbair,mixed = 25
0		0					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 27 / Twbair,mixed = 10
0.217475728		0.306010929					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 27 / Twbair,mixed = 15
0.217475728		0.306010929					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 27 / Twbair,mixed = 18
0.217475728		0.306010929					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 27 / Twbair,mixed = 22
0.217475728		0.210382514					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 27 / Twbair,mixed = 25
0		0					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 31 / Twbair,mixed = 10
0.258252427		0.363387978					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 31 / Twbair,mixed = 15
0.258252427		0.363387978					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 31 / Twbair,mixed = 18
0.258252427		0.363387978					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 31 / Twbair,mixed = 22
0.258252427		0.218579235					!Icoil=0.05 / Tw,in=5 / Tair,mixed = 31 / Twbair,mixed = 25
0.118446602		0.166666667					!Icoil=0.05 / Tw,in=7 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 10
0.118446602		0.166666667					!Icoil=0.05 / Tw,in=7 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 15
0.118446602		0.12568306					!Icoil=0.05 / Tw,in=7 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 18
0		0					!Icoil=0.05 / Tw,in=7 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 22
0		0					!Icoil=0.05 / Tw,in=7 / Tair,mixed = 19 / Twbair,mixed = 25

Figura 45. Archivo de texto utilizado para el cálculo de $Q_{cl,tot,ratio}$ y $Q_{cl,sens,ratio}$.

Una vez que se han determinado los factores de corrección de las capacidades total y sensible, se calculan las condiciones de salida del aire de la batería de frío mediante las Ecuaciones 58 y 59. Posteriormente, Type 987 realiza una llamada a la subrutina de psicrometría para determinar completamente el estado del aire de salida.

$$Q_{cl,tot} = Q_{cl,tot,rated} \cdot Q_{cl,tot,ratio}; h_{air,out} = h_{air,fan} - \frac{Q_{cl,tot}}{m_{air}} \quad (58)$$

$$Q_{cl,sens} = Q_{cl,sens,rated} \cdot Q_{cl,sens,ratio}; T_{air,out} = T_{air,fan} - \frac{Q_{cl,sens}}{m_{air} \cdot cp_{air}} \quad (59)$$

El control de la potencia térmica cedida por la FC se realiza variando el caudal de paso de agua a través de la batería. Así, se lleva a cabo un cálculo iterativo hasta conseguir minimizar la diferencia entre la demanda

térmica (Q_{load}) y la capacidad del FC. Así, la lógica de cálculo iterativo propuesta es la misma que se ha descrito para el caso de VFA.

Finalmente, se calcula la masa de agua condensada (m_{cond}), así como la temperatura de retorno de agua ($T_{cl,w,out}$) mediante las Ecuaciones 60 y 61.

$$m_{cond} = m_{air}(w_{air,fan} - w_{air,out}) \quad (60)$$

$$T_{cl,w,out} = T_{cl,w,in} + \frac{Q_{cl,tot,rated} \cdot Q_{cl,tot,ratio}}{m_{cl,w} \cdot cp_{cl,w}} \quad (61)$$

Por otro lado, en el caso de la batería de calor, el archivo debe proporcionar el factor de corrección de su capacidad total nominal ($Q_{heat,tot,ratio}$) en función de: (1) la temperatura seca del aire de entrada a la batería ($T_{air,mixed}$); (2) la temperatura de agua a la entrada de la batería ($T_{w,in}$); y (3) los valores normalizados del caudal de aire y agua (I_{fan} y I_{coil}). A continuación, se describe las fórmulas de cálculo de las condiciones de salida de aire de la batería de calor. El resto de propiedades del aire de salida de la batería de calor se obtienen mediante una llamada a la subrutina de psicrometría ($T_{air,out}$ y $HR_{air,out}$).

$$Q_{heat,tot} = Q_{heat,tot,rated} \cdot Q_{heat,tot,ratio}; h_{air,out} = h_{air,fan} + \frac{Q_{heat,tot}}{m_{air}} \quad (62)$$

$$w_{air,out} = w_{air,fan} \quad (63)$$

$$T_{h,w,out} = T_{h,w,in} - \frac{Q_{h,tot,rated} \cdot Q_{h,tot,ratio}}{m_{h,w} \cdot cp_{h,w}} \quad (64)$$

Finalmente, tanto para la batería de frío como la de calor, se calcula la pérdida de carga que se produce en la batería de agua (ΔP_w) a partir del caudal (m_w).

$$\Delta P_{cl,w}(kPa) = a + b \cdot m_{cl,w} + c \cdot m_{cl,w}^2 \quad (65)$$

$$\Delta P_{h,w}(kPa) = d + e \cdot m_{h,w} + f \cdot m_{h,w}^2 \quad (66)$$

donde a, b, c, d, e y f son los coeficientes de correlación que se obtienen a partir de los resultados de ΔP_w extraídos del programa de selección de FC de Daikin [48].

4.4.2. Modelado en TRNSYS de la instalación de FC.

La Figura 46 (a) muestra un esquema de conexión de todos los componentes utilizados en el modelado de la instalación de FC. Para simplificar el esquema se muestra el modelo de simulación para una única zona. Por otro lado, Figura 47 muestra un esquema de principio de la instalación de FC modelada en TRNSYS. Se distinguen tres grupos principales de componentes, que conforman los siguientes sistemas: (1) Sistema de ventilación; (2) Equipos de producción y distribución de agua fría; y (3) Cálculo de demanda térmica del edificio (Type 56). La Tabla 25 enumera los componentes que forman parte de la UTA, y del sistema de producción y distribución de agua. Sin embargo, la descripción de la formulación utilizada para resolver cada componente se presenta en la sección 4.5.

Tabla 25. Listado de componentes de la UTA y del sistema de producción y distribución de agua

<i>Sistema de ventilación</i>		<i>Producción y distribución de agua</i>	
<i>Descripción</i>	<i>Componente</i>	<i>Descripción</i>	<i>Componente</i>
Ventilador	Type 662-2	Enfriadora	Type 655
Recuperador sensible	Type 760-b	Bomba (B1)	Type 742
Conducto de distribución	Type 709	FC	Type 987

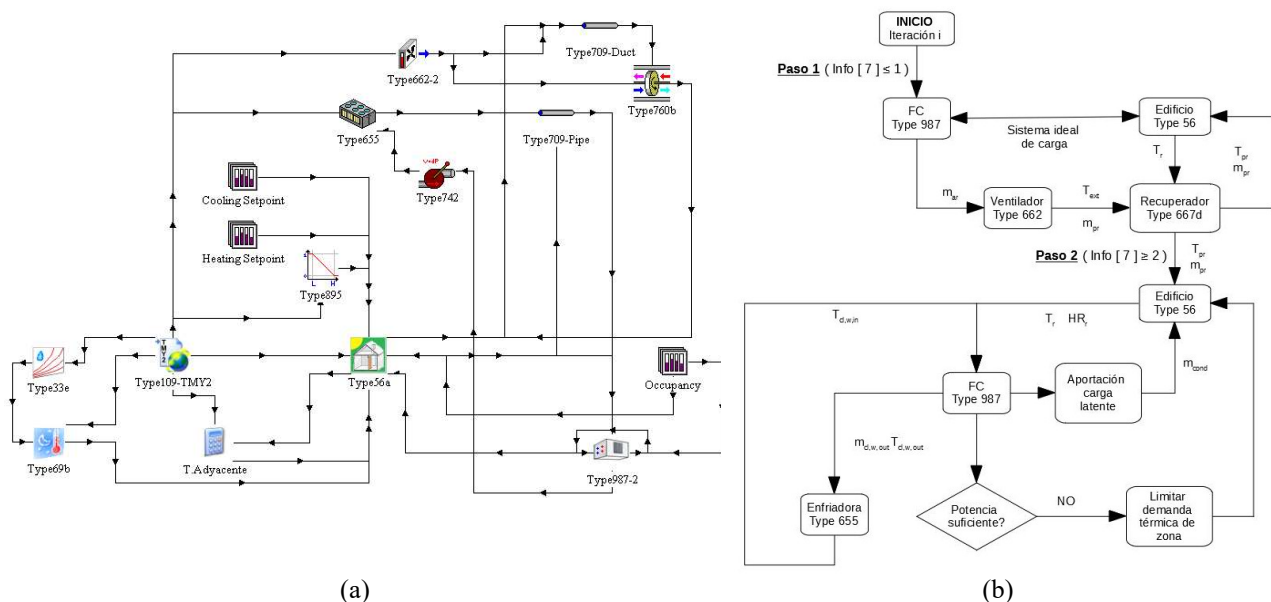


Figura 46. Conexión de todos los componentes utilizados en el modelado (a). Diagrama de flujo de interacción entre los diferentes componentes del modelo de instalación de FC (b).

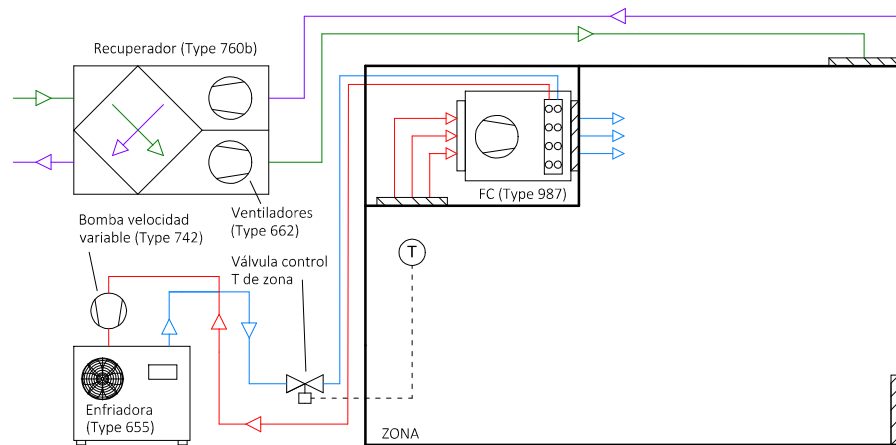


Figura 47. Esquema de principio de la instalación de FC modelada en TRNSYS.

Todos los componentes utilizados pertenecen a las librerías de TRNSYS y TESS [39]. Sin embargo, tal y como se comentó en la sección 4.4, se han efectuado cambios sobre el componente Type 987, para que la comparación con los sistemas de VFA sea más justa.

Durante las dos primeras llamadas de cada paso de tiempo ($\text{Info}[7] \leq 1$), el Type 987 actúa como un sistema térmico ideal sobre el modelo de edificio (Type 56). En primer lugar, el Type 987 comprueba si existe ocupación, para activar el sistema de ventilación. En caso afirmativo, el Type 987 transmite al ventilador (Type 662) el caudal de aire de ventilación. El propio recuperador de calor sensible (Type 667d), si existe caudal de ventilación, y en función de las temperaturas de retorno del edificio y exterior, establece su modo de trabajo y calcula las condiciones de impulsión de aire de ventilación al edificio. A partir de la tercera llamada de cada paso de tiempo ($\text{Info}[7] \geq 2$), la demanda térmica obtenida a través del modelo del edificio corresponderá a la parte que debe de ser combatida por la batería del FC, que incluye la carga de ventilación. De esta manera, se resuelve el modelo térmico de la batería de agua del FC. Las salidas que genera el Type 987, temperatura de retorno y caudal de agua, se utiliza para resolver los modelos de la enfriadora (Type 655) y la bomba de circulación de agua (Type 742).

Con el objetivo de evitar que alguno de los componentes converja sin que se cumplan las condiciones establecidas en el diagrama de flujo, el Type 987 genera una serie de salidas virtuales conectadas a cada uno de ellos. De esta manera, a través del Type 987 se puede forzar la no convergencia del resto de componentes. La gestión de estas salidas virtuales se deja de ejecutar a partir de la tercera llamada de cada paso de tiempo ($\text{Info}[7] \geq 2$). A partir de este momento, la convergencia del modelo dependerá del valor de tolerancia definido

en TRNSYS. Se considera que el modelo ha convergido cuando la diferencia entre las entradas y salidas de dos llamadas consecutivas de cada paso de tiempo, sea menor al valor de tolerancia establecido.

4.5. Descripción del resto de componente simulados en TRNSYS.

4.5.1. Enfriadora condensada por aire (Type 655).

Para el modelado de la enfriadora se utiliza el Type 655 de la librería HVAC de TESS [39]. Las Tablas 26 y 27 muestran los parámetros, entradas y salidas del modelo de enfriadora. El Type 655 se basa en datos de catálogo para predecir el rendimiento de una enfriadora condensada por aire. Para configurar el modelo, el usuario debe proporcionar dos archivos de texto con el formato de datos estándar de TRNSYS. El primero de estos archivos, proporciona la variación de la potencia térmica y el coeficiente de operación nominal es de la enfriadora ($Q_{chiller, rated}$ y $COP_{chiller, rated}$), en función de la temperatura exterior y de la temperatura de producción de agua fría definida como setpoint en la enfriadora (T_{ext} y $T_{chw, set}$), ambas en °C. El segundo archivo de datos proporciona valores del factor de corrección de la potencia eléctrica nominal consumida por la enfriadora ($FFLP$), en función del factor carga parcial (PLR).

Tabla 26. Parámetros del Type 655.

Parámetros		Ud.
1	Potencia térmica nominal ($Q_{chiller, rated}$)	kJ/h
2	Coficiente de operación nominal ($COP_{chiller, rated}$)	Adi.
3	Archivo de texto en el formato de datos estándar TRNSYS1 utilizados para el cálculo de los factores de corrección de la capacidad y coeficiente de operación nominal (Q_{ratio} y COP_{ratio}) (ver Figura 48)	---
4	Archivo de texto en el formato de datos estándar TRNSYS1 utilizados para el cálculo de FFLP (ver Figura 49)	---
5	Número de temperaturas ambientes para las cuales se han definido Q_{ratio} y COP_{ratio}	---
6	Número de temperaturas de producción de setpoint para las cuales se han definido Q_{ratio} y COP_{ratio}	---
7	Número de valores de PLR para los cuales se ha definido FFLP	---

Tabla 27. Entradas y salidas del Type 655.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura de retorno de agua ($T_{chw, in}$)	°C	1	Temperatura de impulsión de agua ($T_{chw, out}$)	°C
2	Caudal másico de retorno de agua ($m_{chw, in}$)	kg/h	2	Caudal másico de impulsión de agua ($m_{chw, out}$)	kg/h
3	Setpoint ($T_{chw, set}$)	°C	3	Consumo eléctrico (Pe)	kJ/h
4	Temperatura ambiente (T_{ext})	°C	4	Potencia térmica a plena carga ($Q_{chiller}$)	kJ/h
5	Control ON/OFF enfriadora	Adi.	5	COP a plena carga ($COP_{chiller}$)	Adi.
6	Control de iteración	Adi.	6	Coficiente de eficiencia ($COP_{chiller}$)	kPa
			7	Demanda térmica (Q_{load})	kJ/h
			8	Potencia térmica aportada ($Q_{chiller, met}$)	kJ/h
			9	Factor de carga parcial (PLR)	°C
			10	Factor de corrección de la potencia eléctrica nominal consumida ($FFLP$)	kJ/h
			11	Control de iteración	Adi.

En primer lugar, una vez conocidas $T_{chw, set}$ y T_{ext} , el Type 655 realiza una llamada a la rutina TRNSYS Dynamic Data, obteniendo a cambio los factores de corrección de $Q_{chiller, rated}$ y $COP_{chiller, rated}$ (Q_{ratio} y COP_{ratio}). La suposición implícita en la primera llamada a Dynamic Data es que la enfriadora está trabajando a plena carga. Así, los valores de la potencia térmica y del coeficiente de operación de la enfriadora trabajando a plena carga ($Q_{chiller}$ y $COP_{chiller}$), se calculan utilizando las Ecuaciones 67 y 68

$$Q_{chiller} = Q_{chiller, rated} \cdot Q_{ratio} \quad (67)$$

$$COP_{chiller} = COP_{chiller, rated} \cdot COP_{ratio} \quad (68)$$

Por otro lado, se calcula la demanda térmica de la enfriadora (Q_{load}) y el valor de PLR a través de las Ecuaciones 69 y 70.

$$Q_{load} = m_{chw,in} C_{pchw,in} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (69)$$

$$PLR = \frac{Q_{load}}{Q_{chiller}} \quad (70)$$

donde: $T_{chw,in}$ es la temperatura de retorno de agua a la enfriadora y $T_{chw,set}$ es la temperatura de producción de agua definida como setpoint en la enfriadora.

Si el valor de PLR es mayor que la unidad, Type655 limita automáticamente la potencia térmica alcanzada por la enfriadora ($Q_{chiller,met}$) a la potencia térmica calculada a plena carga ($Q_{chiller}$).

$$PLR > 1 \rightarrow Q_{chiller,met} = Q_{chiller} \rightarrow PLR = 1 \quad (71)$$

En cambio, si $0 < PLR < 1$, se vuelve a llamar a la rutina Dynamic Data especificando el segundo archivo de datos. Como resultado, se obtiene el valor de FFLP para las condiciones de trabajo actuales de la enfriadora. De esta manera, se calcula la potencia eléctrica consumida por la enfriadora (Pe) a través de la Ecuación 72

$$0 < PLR < 1 \rightarrow Q_{chiller,met} = Q_{load} \rightarrow Pe = \frac{Q_{chiller}}{COP_{chiller}} FFLP \quad (72)$$

Finalmente, Type 655 calcula el calor generado en la unidad condensadora (Q_{cond}), y la temperatura de salida de agua de la enfriadora ($T_{chw,out}$), a través de las Ecuaciones 73 y 74.

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{Q_{chiller,met}}{m_{chw,in} C_{pchw,in}} \quad (73)$$

$$Q_{cond} = Q_{chiller,met} + Pe \quad (74)$$

Las Figuras 48 y 49 muestran los archivos de texto en el formato de datos estándar TRNSYS1 utilizados para el cálculo de Q_{ratio} , COP_{ratio} y $FFLP$. En las dos primeras filas de datos de la Figura 48, se especifican las temperaturas de producción de agua fría ($T_{chw,set}$), y las temperaturas ambientes de trabajo (T_{ext}), para las cuales se especifican los valores de Q_{ratio} y COP_{ratio} . En el resto de filas, se especifican los valores de Q_{ratio} y COP_{ratio} correspondientes a cada par de valores de $T_{chw,set}$ y T_{ext} .

4.44	5.56	6.67	7.78	8.89	10	13	16	Chilled water Temperatures (C)
23.89	29.44	35	40.56	46.11				Ambient Air Dry-Bulb Temperatures (C)
1.0310			1.2621					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 4.44/23.89
0.9884			1.0971					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 4.44/29.44
0.9452			0.9515					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 4.44/35
0.8968			0.8058					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 4.44/40.56
0.8478			0.6893					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 4.44/46.11
1.0577			1.2913					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 5.56/23.89
1.0150			1.1165					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 5.56/29.44
0.9729			0.9806					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 5.56/35
0.9234			0.8252					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 5.56/40.56
0.8740			0.6990					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 5.56/46.11
1.0843			1.3107					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 6.67/23.89
1.0422			1.1359					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 6.67/29.44
1.0000			1.0000					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 6.67/35
0.9501			0.8447					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 6.67/40.56
0.8997			0.7184					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 6.67/46.11
1.1120			1.3398					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 7.78/23.89
1.0703			1.1650					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 7.78/29.44
1.0286			1.0194					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 7.78/35
0.9772			0.8544					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 7.78/40.56
0.9263			0.7282					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 7.78/46.11
1.1391			1.3689					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 8.89/23.89
1.0979			1.1845					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 8.89/29.44
1.0567			1.0388					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 8.89/35
1.0048			0.8738					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 8.89/40.56
0.9530			0.7476					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 8.89/46.11
1.1663			1.3883					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 10/23.89
1.1270			1.2039					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 10/29.44
1.0873			1.0583					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 10/35
1.0354			0.8932					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 10/40.56
0.9835			0.7670					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 10/46.11
1.2395			1.4600					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 13/23.89
1.2004			1.2641					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 13/29.44
1.1627			1.1160					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 13/35
1.1080			0.9371					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 13/40.56
1.0537			0.8059					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 13/46.11
1.3127			1.5290					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 16/23.89
1.2751			1.3232					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 16/29.44
1.2392			1.1721					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 16/35
1.1824			0.9827					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 16/40.56
1.1263			0.8479					Capacity Ratio and COP (All Power) Ratio at 16/46.11

Figura 48. Archivo de texto utilizado para el cálculo de Q_{ratio} y COP_{ratio} .

Por otro lado, Figura 49 muestra los valores de *FFLP* utilizamos en el modelado térmico de la enfriadora, para cada valor de *PLR*

```

0.0 0.25 0.50 0.75 1.00
0.0000
0.0902
0.3241
0.6262
1.0000
! Part Load Ratio
! Fraction of Full Load Power at PLR=0.00
! Fraction of Full Load Power at PLR=0.25
! Fraction of Full Load Power at PLR=0.50
! Fraction of Full Load Power at PLR=0.75
! Fraction of Full Load Power at PLR=1.00
    
```

Figura 49. Archivos de texto utilizado para el cálculo de *FFLP*.

4.5.2. Recuperador de calor entálpico (Type 667).

Para el modelado del recuperador de calor entálpico se utiliza el Type 655 de la librería HVAC de TESS [39]. La Tabla 28 muestra las entradas y salidas del modelo de recuperador entálpico

Tabla 28. Entradas y salidas del Type 667.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura de entrada del aire de recirculación ($T_{exhaust,in}$)	°C	1	Caudal máxico de salida de aire de recirculación ($m_{exhaust,out}$)	kg/h
2	Humedad relativa de entrada del aire de recirculación ($HR_{exhaust,in}$)	%	2	Presión de salida del aire de recirculación ($Pe_{exhaust,out}$)	Atm.
3	Caudal máxico de entrada de aire de recirculación ($m_{exhaust,in}$)	kg/h	3	Temperatura de salida del aire de recirculación ($T_{exhaust,out}$)	°C
4	Presión de entrada del aire de recirculación ($Pe_{exhaust,in}$)	Atm.	4	Contenido de humedad de salida del aire de recirculación ($w_{exhaust,out}$)	Adi.
5	Temperatura de entrada del aire exterior ($T_{ext,in}$)	°C	5	Humedad relativa de salida del aire de recirculación ($HR_{exhaust,out}$)	%
6	Humedad relativa de entrada del aire exterior ($HR_{ext,in}$)	%	6	Caudal máxico de salida de aire exterior ($m_{Ext,out}$)	kg/h
7	Caudal máxico de entrada de aire exterior ($m_{ext,in}$)	kg/h	7	Presión de salida del aire exterior ($Pe_{ext,out}$)	Atm.
8	Presión de entrada del aire exterior ($Pe_{ext,in}$)	Atm.	8	Temperatura de salida del aire exterior ($T_{ext,out}$)	°C
9	Efectividad del intercambio sensible (ϵ_{sens})	Adi.	9	Contenido de humedad de salida del aire exterior ($w_{ext,out}$)	Adi.
10	Efectividad del intercambio latente (ϵ_{lat})	Adi.	10	Humedad relativa de salida del aire exterior ($HR_{ext,out}$)	%
11	Control ON/OFF	Adi.	11	Energía sensible transferida del aire de recirculación al exterior (Q_{sens})	kJ/h
12	Control de iteración	Adi.	12	Energía latente transferida del aire de recirculación al exterior (Q_{lat})	kJ/h

El Type 667 se basa en la metodología de cálculo de efectividad constante, para ajustar la cantidad de energía sensible y latente transferida entre las corrientes de aire exterior y de recirculación (ϵ_{sens} y ϵ_{lat}). Así, el Type 667 determina la energía sensible recuperada y la transferencia de masa, mediante las Ecuaciones 75, 76 y 77.

$$Q_{sens} = \epsilon_{sens} C_{min} (T_{exhaust,in} - T_{ext,in}); C_{min} = \min(m_{exhaust,in} Cp_{exhaust}, m_{ext,in} Cp_{ext}) \quad (75)$$

$$m_{ExhausttoExt} = \epsilon_{lat} m_{min} (w_{exhaust,in} - w_{ext,in}); m_{min} = \min(m_{exhaust,in}, m_{ext,in}) \quad (76)$$

$$m_{ExttoExhaust} = \epsilon_{lat} m_{min} (w_{ext,in} - w_{exhaust,in}); m_{min} = \min(m_{exhaust,in}, m_{ext,in}) \quad (77)$$

Como se puede comprobar, el componente calcula la transferencia de masa en ambas direcciones. Así, se adopta que estas transferencias son siempre positivas, y se igualan a 0 si su valor calculado es negativo. De esta manera, se cuantifican de manera independiente la transferencia de masa en ambas direcciones.

Una vez conocidas las cantidades de energía térmica sensible transferida, y la transferencia de masa en ambas direcciones, las condiciones de salida de las dos corrientes de aire se calculan mediante las Ecuaciones 78, 79, 80 y 81.

$$h_{exhaust,out} = h_{exhaust,in} - \frac{Q_{sens}}{m_{exhaust,in}} + m_{ExttoExhaust} \frac{h_{vapor,ext,in}}{m_{exhaust,in}} - m_{ExhausttoExt} \frac{h_{vapor,exhaust,in}}{m_{exhaust,in}} \quad (78)$$

$$h_{ext,out} = h_{ext,in} + \frac{Q_{sens}}{m_{ext,in}} - m_{ExttoExhaust} \frac{h_{vapor,ext,in}}{m_{ext,in}} + m_{ExhausttoExt} \frac{h_{vapor,exhaust,in}}{m_{ext,in}} \quad (79)$$

$$w_{exhaust,out} = w_{exhaust,in} + \frac{m_{ExttoExhaust}}{m_{exhaust,in}} - \frac{m_{ExhausttoExt}}{m_{exhaust,in}} \quad (80)$$

$$w_{ext,out} = w_{ext,in} - \frac{m_{ExttoExhaust}}{m_{ext,in}} + \frac{m_{ExhausttoExt}}{m_{ext,in}} \quad (81)$$

Finalmente, la energía total y latente transferida del aire de recirculación al exterior se calculan mediante las Ecuaciones 82 y 83.

$$Q_{tot} = m_{exhaust,in} (h_{exhaust,out} - h_{exhaust,in}) \quad (82)$$

$$Q_{lat} = Q_{tot} - Q_{sens} \quad (83)$$

4.5.3. Recuperador de calor sensible (Type 760).

Para el modelado del recuperador de calor sensible se utiliza el Type 760 de la librería HVAC de TESS [39]. En concreto, se utiliza el tipo de control cuyo objetivo es obtener el máximo intercambio de calor posible, sin fijar la temperatura de salida de alguna de las dos corrientes de aire. La Tabla 29 muestra las entradas y salidas del modelo de recuperador de calor sensible.

Tabla 29. Entradas y salidas del Type 760 utilizados.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura de entrada del aire de recirculación ($T_{exhaust,in}$)	°C	1	Temperatura de salida del aire de recirculación ($T_{exhaust,out}$)	°C
2	Contenido de humedad de entrada del aire de recirculación ($w_{exhaust,in}$)	%	2	Contenido de humedad de salida del aire de recirculación ($w_{exhaust,out}$)	Adi.
3	Caudal másico de entrada de aire de recirculación ($m_{exhaust,in}$)	kg/h	3	Humedad relativa de salida del aire de recirculación ($HR_{exhaust,out}$)	%
4	Presión de entrada del aire de recirculación ($Pe_{exhaust,in}$)	Atm.	4	Caudal másico de salida de aire de recirculación ($m_{exhaust,out}$)	kg/h
5	Temperatura de entrada del aire exterior ($T_{ext,in}$)	°C	5	Presión de salida del aire de recirculación ($Pe_{exhaust,out}$)	Atm.
6	Contenido de humedad de entrada del aire exterior ($w_{ext,in}$)	%	6	Temperatura de salida del aire de exterior ($T_{ext,out}$)	°C
7	Caudal másico de entrada de aire exterior ($m_{ext,in}$)	kg/h	7	Contenido de humedad de salida del aire exterior ($w_{ext,out}$)	Adi.
8	Presión de entrada del aire exterior ($Pe_{ext,in}$)	Atm.	8	Humedad relativa de salida del aire exterior ($HR_{ext,out}$)	%
9	Efectividad del intercambio sensible (ε_{sens})	Adi.	9	Caudal másico de salida del aire exterior ($m_{ext,out}$)	kg/h
10	Control ON/OFF	Adi.	10	Presión de salida del aire exterior ($Pe_{ext,out}$)	Atm.
12	Control de iteración	Adi.	11	Energía sensible transferida del aire de recirculación al exterior (Q_{sens})	kJ/h

El Type 760 se basa en la metodología de cálculo de efectividad constante, para ajustar la cantidad de energía sensible transferida entre las corrientes de aire exterior y de recirculación. Así, el Type 760 determina la energía sensible recuperada mediante la Ecuación 84.

$$Q_{sens} = \varepsilon_{sens} C_{min} (T_{exhaust,in} - T_{ext,in}); C_{min} = \min(m_{exhaust,in} C_{p_{exhaust}}, m_{ext,in} C_{p_{ext}}) \quad (84)$$

Una vez conocidas las cantidades de energía sensible transferida, las condiciones de salida de las dos corrientes de aire se calculan mediante las Ecuaciones 85 a 88.

$$h_{exhaust,out} = h_{exhaust,in} - \frac{Q_{sens}}{m_{exhaust,in}} \quad (85)$$

$$h_{ext,out} = h_{ext,in} + \frac{Q_{sens}}{m_{ext,in}} \quad (86)$$

$$w_{exhaust,out} = w_{exhaust,in} \quad (87)$$

$$w_{ext,out} = w_{ext,in} \quad (88)$$

4.5.4. Ventilador de velocidad variable (Type 662)

Para el modelado del ventilador de velocidad variable se utiliza el Type 662 de la librería de componentes hidráulicos de TESS [39]. Las Tablas 30 y 31 muestran los parámetros, entradas y salidas del modelo de ventilador de velocidad variable.

Tabla 30. Parámetros del Type 662.

Parámetros		Ud.
1	Caudal másico nominal de aire ($m_{air, rated}$)	kg/h
2	Consumo eléctrico nominal (Pe_{rated})	kJ/h
3	Eficiencia del motor (η_{motor})	Adi.
4	Fracción de pérdida de calor del motor ($f_{motorloss}$): La fracción de la pérdida de calor del motor transferida a la corriente de fluido. Los valores típicos para este parámetro son 0 para motores montados fuera de la corriente de fluido y 1 para motores montados dentro de la corriente de fluido.	Adi.
5	Numero de coeficientes del polinomio que relacionan el ajuste de caudal de aire con el consumo eléctrico	---
6	Coeficiente 1 del polinomio (α_0)	kJ/h
7	Coeficiente 2 del polinomio (α_1)	kJ/h
...	Coeficiente n del polinomio (α_{n-1})	kJ/h

Tabla 31. Entradas y salidas del Type 662.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura de entrada del aire ($T_{air,in}$)	°C	1	Temperatura de salida del aire ($T_{air,out}$)	°C
2	Humedad relativa de entrada del aire ($HR_{air,in}$)	%	2	Contenido de humedad de salida del aire ($w_{air,out}$)	Adi.
2	Caudal másico del aire de entrada ($m_{air,in}$)	kg/h	3	Humedad relativa de salida del aire ($HR_{air,in}$)	%
3	Presión de entrada del aire ($Pe_{air,in}$)	Atm.	4	Caudal másico de aire de salida ($m_{air,out}$)	kg/h
4	Control On-Off	Adi.	5	Presión de salida del aire ($Pe_{air,out}$)	Atm.
5	Control de iteración	Adi.	6	Consumo eléctrico (Pe)	kJ/h
			7	Calor transferido al aire (Q_{fluid})	kJ/h
			8	Calor transferido al ambiente ($Q_{ambient}$)	kJ/h

Si se determina que el ventilador está apagado, debido a que la señal de control se establece en 0, la temperatura, la humedad relativa, el contenido de humedad y la presión del aire a la salida del ventilador se igualan a las condiciones de entrada correspondientes. En estos casos, el consumo eléctrico del ventilador, la energía transferida desde el motor del ventilador a la corriente de aire y a la temperatura ambiente, y el caudal másico de salida de aire se igualan a cero. Si, por otro lado, el ventilador está encendido, el consumo eléctrico del ventilador se calcula mediante la Ecuación 89

$$Pe = Pe_{rated}(\alpha_0 + \alpha_1\gamma + \alpha_2\gamma^2 + \alpha_3\gamma^3 + \alpha_4\gamma^4 + \dots); \gamma = \frac{m_{air}}{m_{air, rated}} \quad (89)$$

donde m_{air} es el caudal másico de aire impulsado por el ventilador en cada paso de tiempo.

Así, el calor trasferido al aire y al ambiente se pueden calcular mediante la Ecuaciones 90 y 91.

$$Q_{air} = Pe(\eta_{motor} + (1 - \eta_{motor})f_{motorloss}) \quad (90)$$

$$Q_{ambient} = Pe - Q_{air} \quad (91)$$

Finalmente, la entalpía de salida del aire se calcula mediante la Ecuación 92

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{Q_{air}}{m_{air,out}} \quad (92)$$

4.5.5. Bomba de agua de velocidad variable o constante (Type 742).

Para el modelado de las bombas de agua de velocidad constante y variable se utiliza el Type 742 de la librería de componentes hidráulicos de TRNSYS [39].

Tabla 32. Parámetros del Type 742.

Parámetros		Ud.
1	Calor específico del fluido (Cp_{fluid})	kJ/kgK
2	Densidad del fluido (ρ_{fluid})	kg/m ³
3	Fracción de pérdida de calor del motor ($f_{motorloss}$)	Adi.

Tabla 33. Entradas y salidas del Type 742 utilizados.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura de entrada del fluido ($T_{fluid,in}$)	°C	1	Temperatura de salida del fluido ($T_{fluid,out}$)	°C
2	Caudal másico del fluido de entrada ($m_{fluid,in}$)	kg/h	2	Caudal másico del fluido de salida ($m_{fluid,out}$)	kg/h
3	Eficiencia media de la bomba ($\eta_{overall}$)	Adi.	3	Consumo eléctrico (Pe)	kJ/h
4	Eficiencia del motor (η_{motor})	Adi.	4	Calor transferido al fluido (Q_{fluid})	kJ/h
5	Pérdida de carga (ΔP)	kPa	5	Calor transferido al ambiente ($Q_{ambient}$)	kJ/h
6	Control de iteración	Adi.			

Si el caudal másico de entrada se establece en 0, el caudal másico de salida de la bomba, el consumo eléctrico, el calor transferido al ambiente y el fluido se igualan a cero. Por otro lado, la temperatura de salida del fluido se iguala a la temperatura de entrada del mismo. Sin embargo, si se determina que la bomba está encendida, la eficiencia de bombeo del fluido desde su entrada hasta su presión de salida viene dada por la Ecuación 93

$$\eta_{pumping} = \frac{\eta_{overall}}{\eta_{motor}} \quad (93)$$

El consumo eléctrico de la bomba se puede calcular mediante la Ecuación 94.

$$Pe = \frac{Pe_{shaft}}{\eta_{motor}}; Pe_{shaft} = \frac{W_{pumping}}{\eta_{pumping}}; W_{pumping} = \frac{\Delta P \cdot m_{fluid,out}}{\rho_{fluid}} \quad (94)$$

Así, el calor transferido al fluido y al ambiente se pueden calcular mediante la Ecuaciones 95 y 96.

$$Q_{fluid} = Pe \cdot \eta_{motor}(1 - \eta_{pumping}) + Pe(1 - \eta_{motor})f_{motorloss} \quad (95)$$

$$Q_{ambient} = Pe(1 - \eta_{motor})(1 - f_{motorloss}) \quad (96)$$

Finalmente, la temperatura de salida del fluido se calcula mediante la Ecuación 97

$$T_{fluid,out} = T_{fluid,in} + \frac{Q_{fluid}}{m_{fluid,out} Cp_{fluid}} \quad (97)$$

4.5.6. Batería de frío (Type 508f).

Para el modelado de la batería de la UTA se utiliza el Type 508f de la librería de componentes hidráulicos de TESS [39]. El Type 508f se modela utilizando el método de bypass, que se describe en la Figura 50. Una fracción de aire pasa a través de la batería, donde llega a saturar a la temperatura media del agua. El resto del aire evita la batería, para posteriormente mezclarse con el aire saturado a la salida de la misma. Por otro lado, el caudal de agua de paso a través de la batería se regula, con el objetivo de mantener constante la temperatura de salida del aire

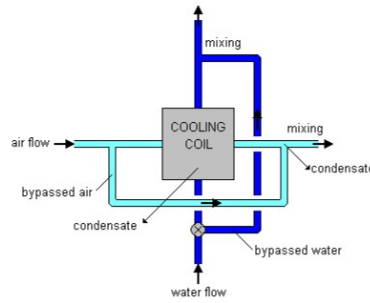


Figura 50: Esquema de operación del Type 508f

Tabla 34. Parámetros del Type 508f.

Parámetros		Ud.
1	Modo de control	Adi.
2	Calor específico del fluido (C_{pfluid})	kJ/kgK

Tabla 35. Entradas y salidas del Type 508f utilizados.

Inputs		Ud.	Outputs		Ud.
1	Temperatura de entrada del fluido ($T_{fluid,in}$)	°C	1	Temperatura de salida del fluido ($T_{fluid,out}$)	°C
2	Caudal másico del fluido de entrada ($m_{fluid,in}$)	kg/h	2	Caudal másico del fluido de salida ($m_{fluid,out}$)	kg/h
3	Temperatura de entrada del aire ($T_{air,in}$)	Adi.	3	Temperatura de salida del aire ($T_{air,out}$)	°C
4	Humedad relativa de entrada del aire ($HR_{air,in}$)	%	4	Humedad relativa de salida del aire ($HR_{air,out}$)	%
5	Caudal másico del aire de entrada ($m_{air,in}$)	kg/h	5	Caudal másico del aire de salida ($m_{air,out}$)	kg/h
6	Presión de entrada del aire ($Pe_{air,in}$)	Atm.	6	Presión de salida del aire ($Pe_{air,out}$)	Atm
7	Fracción de bypass (f_{bypass})	Adi.	7	Calor total transferido al aire (Q_{air})	kJ/h
8	Temperatura de control de impulsión de aire ($T_{set,air,out}$)	°C	8	Calor transferido por el fluido (Q_{fluid})	kJ/h
9	Control de iteración	Adi.	9	Temperatura del agua condensada (T_{cond})	°C
			10	Masa de agua condensada (m_{cond})	kg/h
			11	Temperatura de salida del fluido ($T_{fluid,out}$)	°C
			12	Caudal másico del fluido de salida ($m_{fluid,out}$)	kg/h
			13	Caudal másico del fluido de bypass para controlar la temperatura de salida ($m_{fluid,bypass}$)	kg/h

El proceso de cálculo es iterativo, y se considera que el modelo ha convergido, cuando la diferencia de temperatura de salida de agua entre dos pasos de iteración, no supera el valor de tolerancia establecido

$$\Delta T_{fluid,out} = \sum (T_{fluid,out,new} - T_{fluid,out,old}) < Tolerancia \quad (98)$$

Al inicio de cada paso de iteración, se establecen las condiciones de salida del aire de la batería ($T_{air,out}$ y $w_{air,out}$). Posteriormente, el Type 508f realiza una llamada a la subrutina de psicrometría de TRNSYS para determinar completamente el estado de la salida de aire. Los datos utilizados en la llamada a la subrutina de psicrometría son $T_{air,out}$ y $w_{air,out}$. Si se supera la condición de saturación para $T_{air,out}$, la subrutina devuelve el valor de $w_{air,out}$ correspondiente a esta condición de saturación. De esta forma, se puede determinar la cantidad de masa de agua condensada a través de la Ecuación 101.

$$T_{air,out} = \frac{T_{fluid,in} + T_{fluid,out}}{2} \quad (99)$$

$$w_{air,out} = w_{air,in} \quad (100)$$

$$m_{cond} = m_{air,out}(1 - f_{bypass})(w_{air,out} - w_{air,in}) \quad (101)$$

El intercambio de calor en la batería, y la nueva temperatura de salida del fluido, se pueden calcular mediante las Ecuaciones 102 y 103 respectivamente.

$$Q_{fluid} = m_{air,out}(1 - f_{bypass})(h_{air,in} - h_{air,out}) \quad (102)$$

$$T_{fluid,out,new} = T_{fluid,in} + \frac{Q_{fluid}}{m_{fluid} \cdot Cp_{fluid}} \quad (103)$$

El nuevo valor de la temperatura de salida del fluido debe de ser superior a la temperatura de entrada del aire ($T_{fluid,out,new} > T_{air,in}$). En caso contrario, se ajusta el valor de la temperatura de salida del fluido, y se vuelve a recalcular las nuevas condiciones de salida del aire. Para ello, el Type 508f realiza una llamada a la subrutina de psicrometría de TRNSYS, utilizando como datos de entrada $T_{air,out}$ y $h_{air,out}$. Si se supera la condición de saturación para $h_{air,out}$, la subrutina devuelve el valor de $T_{air,out}$ y $w_{air,out}$ correspondiente a esta condición de saturación.

$$T_{fluid,out,new} = T_{air,in} \quad (104)$$

$$T_{air,out} = \frac{T_{fluid,in} + T_{fluid,out,new}}{2} \quad (105)$$

$$Q_{fluid} = m_{fluid,out} \cdot Cp_{fluid} \cdot (T_{fluid,out,new} - T_{fluid,in}) \quad (106)$$

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{Q_{fluid}}{m_{air,in} \cdot (1 - f_{bypass})} \quad (107)$$

Posteriormente, se recalculan los valores de Q_{fluid} y $T_{fluid,out,new}$ mediante las Ecuaciones 102 y 103 respectivamente.

Una vez la solución ha convergido, se calculan las condiciones de mezcla de ambas corrientes de aire mediante las Ecuaciones 108 y 109.

$$h_{air,mix} = (1 - f_{bypass})h_{air,out} + f_{bypass} \cdot h_{air,in} \quad (108)$$

$$w_{air,mix} = (1 - f_{bypass})w_{air,out} + f_{bypass} \cdot w_{air,in} \quad (109)$$

Finalmente, el Type 508f compara la temperatura de salida del aire con el setpoint establecido por el usuario ($T_{set,air,out}$). Si la diferencia supera el valor de tolerancia establecido, el Type 508f modificará el caudal másico de agua que pasa a través de la batería ($m_{fluid,out}$) y, por tanto, se vuelve a iniciar el proceso de resolución de intercambio de calor a través de la batería.

4.6. Conclusiones.

En este capítulo se ha llevado a cabo una descripción de los modelos matemáticos de cada uno de los componentes de un sistema de climatización de VFA y FC. Para la mayor parte de estos componentes, se ha utilizado la librería estándar de TRNSYS y TESS. A pesar de ello, se han tenido que aplicar algunos cambios en el código fuente de estos componentes, para poder controlar su convergencia.

En el caso del modelo de FC, se ha tomado como base el Type 987, perteneciente a la librería de TESS. Sin embargo, ha sido necesario modificar gran parte de su código fuente. Todos los cambios realizados han sido debidamente justificados.

En cambio, el modelo de VFA ha sido desarrollado por completo, con el objetivo de resolver las desventajas encontradas por Bezt et al. [18] al analizar el modelo térmico de una VFA incluido en TRNSYS 17. El modelo de VFA propuesto presenta las siguientes ventajas, con respecto al modelo actual de TRNSYS 17:

1. En su código fuente se han implementado tres estrategias de condensación, que pueden ser seleccionables a partir de un parámetro del modelo. En cambio, en TRNSYS 17 estos controles deben de llevarse a cabo a través de modelos de programación personalizados.

2. Es posible que, a través de un único componente se puedan definir una agrupación de VFA en la misma sala.
3. Reduce el número de iteraciones asociadas al modelo de intercambio de calor en la batería.

CAPÍTULO 5: CASO DE ESTUDIO Y RESULTADOS.

5.1. Introducción.

En este capítulo se presenta el edificio de oficinas en el cual se integran los sistemas de climatización de VFA y FC, cuyos modelos se han descrito en el Capítulo 4. De la misma forma, se justifica la selección de los elementos terminales (FC y FVA), así como, los equipos de producción de energía (enfriadoras y recuperadores de calor). Para ello, se lleva cabo un análisis de la demanda térmica de edificio de oficinas descrito, en dos localidades distintas: Madrid y Barcelona.

Además, se analizan las hipótesis de cálculo aplicadas al modelo de dimensionado de la red hidráulica. Este modelo permite determinar las posibles pérdidas de carga del resto de componentes de la red de agua (tuberías, válvulas, derivaciones, etc,..)

Finalmente, se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones térmicas de los distintos sistemas de climatización analizados. Estos resultados se presentan en cinco apartados. En los tres primeros apartados, se presentan los resultados del nivel de confort asociado a cada uno de los sistemas de VFA estudiados. En el cuarto apartado, estos sistemas de VFA se comparan desde el punto de vista de consumo eléctrico. Finalmente, se presentan los resultados de la comparativa entre las instalaciones de VFA y FC.

5.2. Descripción del edificio utilizado.

Tal y como se muestra en la Figura 51, el edificio de oficinas estudiado presenta una superficie total de 121 m² dividida en 5 zonas. Un detalle de las áreas y superficies de muros exteriores y acristaladas de cada zona se resume en la Tabla 36. Por otro lado, las propiedades termo-físicas de los materiales de construcción utilizados en los muros exteriores se definen en la Tabla 37. En cuanto a las condiciones de contorno de suelo y techo, se han considerado expuestos a espacios no climatizados, cuya temperatura se ha calculado como la media entre la temperatura exterior y la de la zona adyacente climatizada.

Tabla 36. Resumen de áreas y superficies de muros exteriores y vidriadas, nivel de ocupación y equipos.

Zona	Área (m ²)	Muros Exteriores			Ocupación
		Superficie (m ²)	Orientación	Superficie vidriada (m ²)	
Oficina 1	21	8	Oeste	1,4	2
		5	Sur	0	
Oficina 2	19	7,5	Sur	3,1	2
		13	Este	3,1	
Oficina 3	18,6	4	Sur	0	2
		15	Este	3,1	
Oficina 4	24	5,5	Sur	0	3
		12,5	Este	3,1	
Sala de reuniones	39	21	Oeste	4,1	2 a 6
		11	Sur	0	

Tabla 37. Propiedades termo físicas de los materiales

Material	Espesor (m)	Conductividad térmica (kJ / h m K)	Calor específico (kJ / kg K)	Densidad (kg/m ³)
Muro de cemento ligero	0,13	2,088	1	1900
Aislamiento	0,024	0,1044	1,22	56
Yeso	0,012	2,592	0,84	1860

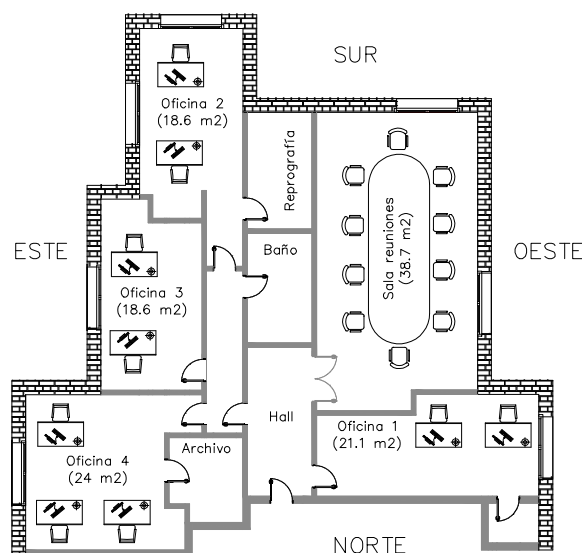


Figura 51. Distribución en planta del edificio

Las ganancias interiores correspondiente a personas y luminarias se especifican según la norma ISO 7730 (TRNSYS 16 Manual, 2007), mientras que las asociadas a los equipos informáticos se establecen según Hosni et al. [49-50]. La Tabla 38 muestra las cargas internas utilizadas en cada una de las zonas que conforman el edificio utilizado en las simulaciones.

Tabla 38. Resumen de las cargas internas

		<i>Carga interna</i>
Iluminación		5 W/m ²
Personas: sentado, trabajo muy ligero		120 W/persona (Sensible = 65 W, Latente = 55 W)
Ordenador	Radiante	31 W/equipo·persona
	Convectiva	99 W/equipo·persona
Monitor	Radiante	30 W/equipo·persona
	Convectiva	56 W/equipo·persona
Impresora	Radiante	31 W/equipo·sala
	Convectiva	57 W/equipo·sala
Ventilación		40 m ³ /h·pers

El periodo de simulación estudiado corresponde a la época de demanda de frío (15 de junio al 15 de septiembre). El período de ocupación del edificio es de 9 a 19 h de lunes a viernes, mientras que permanece desocupado los fines de semana. La temperatura de consigna se mantiene constante a 26 °C en todo tiempo de simulación estudiado.

5.3. Tipos de climas estudiados.

En principio, se propone el estudio sobre una ciudad con un clima húmedo, ya que es precisamente en este tipo de climas donde el riesgo de condensación en VFA es más crítico. En concreto, se estudia la ciudad de Barcelona (latitud norte: 41° 17' 34''; longitud este: 2° 4' 12''), con un clima Mediterráneo que se caracteriza por veranos con temperaturas medias, pero con un elevado grado de humedad. Además, con el objetivo de comparar las prestaciones de las VFA en otros climas, se estudia la ciudad de Madrid (latitud norte: 40° 28'; longitud oeste: 3° 33'20''), con un clima Continental que se caracteriza por veranos con temperaturas altas, y bajos contenidos de humedad. La humedad relativa y las temperaturas secas mínimas y máximas medias mensuales se muestran en Tabla 39.

Tabla 39. Humedad relativa y las temperaturas secas mínimas y máximas medias mensuales.

Temperatura		Barcelona				Madrid			
		Jun	Jul	Ago	Sep	Jun	Jul	Ago	Sep
Seca	Máxima	24.9	28	28.5	26	29.5	35	32.8	27.9
	Mínima	16.8	19.8	20.2	17.4	13.9	16.8	16.5	13.1
Humedad relativa		68	67	68	70	42	35	37	48

5.4. Selección de las unidades terminales y enfriadoras.

La selección de las unidades terminales (*FC* y *VFA*), se llevan a cabo través de cálculos de demanda térmica, obtenidos mediante simulaciones térmicas anuales. Según la integración en TRNSYS de los modelos de *FC* y *VFA* planteada en las secciones 4.2.2 y 4.4.2, los *FC* deben de combatir la demanda térmica de ventilación. Sin embargo, el aire de ventilación introducido en las *VFA* está pre-tratado y, por tanto, el cálculo de la demanda térmica no debe de incluir la carga de ventilación. Así, las Figura 52 y 53 muestran las distribuciones normales de las demanda térmica de frío asociadas a las instalaciones de *VFA* y *FC*. En las Tablas 40 y 41 se identifica la media (μ), y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales analizadas. En el intervalo $[\mu - 2\sigma, \mu + 2\sigma]$ de una distribución normal se encuentra aproximadamente el 95,44% de la distribución. Por este motivo, al tomar $\mu + 2\sigma$ como valor de diseño de la demanda térmica de frío, trabajamos en torno a un percentil del 95%. Los resultados muestran como en Madrid, con temperaturas exteriores más extremas, la diferencia de la demanda térmica de cada zona asociada a las instalaciones de *VFA* y *FC* es mayor que en el caso de Barcelona.

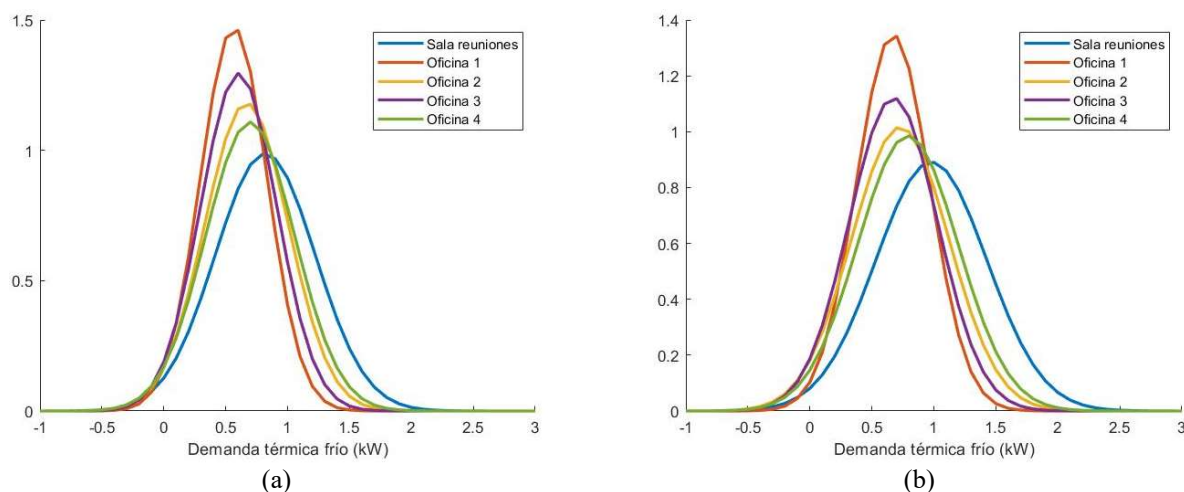


Figura 52: Distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de *VFA* en cada zona climatizada del edificio de oficinas estudiado: Barcelona (a); Madrid (b).

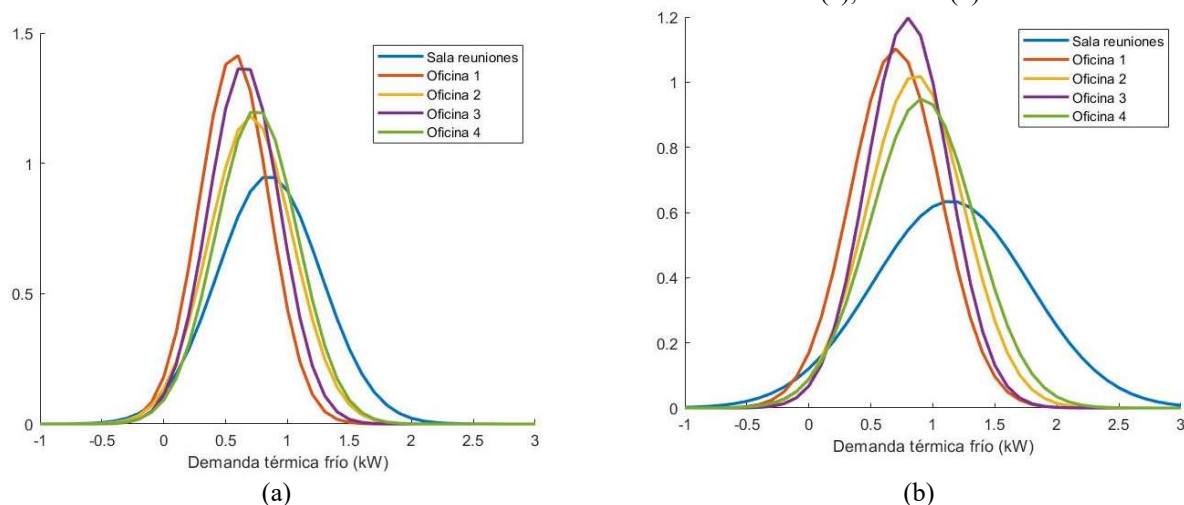


Figura 53: Distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de *FC* en cada zona climatizada del edificio de oficinas estudiado: Barcelona (a); Madrid (b).

Tabla 40. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de VFA, en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Madrid.

Zona	μ (W)		σ (W)		$\mu+2\sigma$ (W)
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%	
Sala de reuniones	980	$\mu \in (944, 1015)$	447	$\sigma \in (424, 474)$	1875
Oficina 1	670	$\mu \in (652, 689)$	296	$\sigma \in (283, 309)$	1262
Oficina 2	728	$\mu \in (707, 749)$	392	$\sigma \in (378, 408)$	1513
Oficina 3	673	$\mu \in (653, 693)$	355	$\sigma \in (342, 370)$	1384
Oficina 4	790	$\mu \in (068, 813)$	405	$\sigma \in (389, 421)$	1600

Tabla 41. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de VFA, en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Barcelona.

Zona	μ (W)		σ (W)		$\mu+2\sigma$ (W)
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%	
Sala de reuniones	819	$\mu \in (0788, 851)$	404	$\sigma \in (383, 428)$	1627
Oficina 1	565	$\mu \in (549, 581)$	271	$\sigma \in (260, 283)$	1107
Oficina 2	668	$\mu \in (650, 685)$	337	$\sigma \in (325, 350)$	1343
Oficina 3	605	$\mu \in (588, 621)$	308	$\sigma \in (296, 320)$	1220
Oficina 4	698	$\mu \in (678, 717)$	360	$\sigma \in (346, 374)$	1417

Tabla 42. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de FC, en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Madrid.

Zona	μ (W)		σ (W)		$\mu+2\sigma$ (W)
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%	
Sala de reuniones	1144	$\mu \in (1090, 1198)$	628	$\sigma \in (593, 669)$	2400
Oficina 1	700	$\mu \in (676, 723)$	362	$\sigma \in (346, 379)$	1424
Oficina 2	860	$\mu \in (836, 884)$	390	$\sigma \in (374, 408)$	1641
Oficina 3	799	$\mu \in (778, 820)$	333	$\sigma \in (319, 349)$	1466
Oficina 4	917	$\mu \in (890, 943)$	420	$\sigma \in (402, 440)$	1758

Tabla 43. Media (μ) y desviación estándar (σ) de las distribuciones normales de la demanda térmica de frío asociada a la instalación de FC en cada zona climatizada del edificio de oficinas situado en Barcelona.

Zona	μ (W)		σ (W)		$\mu+2\sigma$ (W)
	Valor	Bandas confianza 95%	Valor	Bandas confianza 95%	
Sala de reuniones	851	$\mu \in (813, 888)$	419	$\sigma \in (394, 447)$	1688
Oficina 1	569	$\mu \in (551, 587)$	280	$\sigma \in (268, 294)$	1130
Oficina 2	703	$\mu \in (683, 723)$	338	$\sigma \in (324, 353)$	1379
Oficina 3	648	$\mu \in (630, 666)$	289	$\sigma \in (276, 302)$	1226
Oficina 4	749	$\mu \in (728, 770)$	330	$\sigma \in (316, 345)$	1410

La Tabla 44 resume los criterios de selección de VFA: (1) caudal de aire de ventilación normativo (V_{pr}); y (2) demanda térmica total de frío ($Q_{c,load}$). Por otro lado, las Tablas 45 y 46 muestran los resultados de la selección de VFA y FC en cada una de las zonas. Puesto que no existen grandes diferencias en la demanda térmica de frío, y las necesidades de renovación de aire interior son las mismas, se realiza una única selección de VFA y FC para ambas localizaciones (Madrid y Barcelona). La selección de VFA y FC se lleva a cabo mediante los programas de cálculo del fabricante MADEL [47] y Daikin [48] respectivamente.

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

Tabla 44. Criterios de selección de VFA

Zona	VFA		FC		
	V_{pr} (m^3/h)	$Q_{cl,load}$ (W)		$Q_{cl,load}$ (W)	
		Madrid	Barcelona	Madrid	Barcelona
Sala de reuniones	240	1875	1627	2400	1688
Oficina 1	80	1262	1107	1424	1130
Oficina 2	80	1513	1343	1641	1379
Oficina 3	80	1384	1220	1466	1226
Oficina 4	120	1600	1417	1758	1410

Tabla 45. Referencias de los modelos de VFA seleccionados en cada zona

Zona	Uds	Modelo	V_{pr} (m^3/h)	ΔP_{pr} (Pa)	$Q_{cl,tot}$ (W)	$Q_{cl,w}$ (W)	$m_{cl,w}$ (l/h)	$\Delta P_{cl,w}$ (kPa)
Sala de reuniones	4	WAAB 600 4 WAY / 4T / TM / 1200	240	43	2008	1189	200	1.2
Oficina 1	2	WAAB 600 4 WAY / 4T / TP / 1200	110	111	1398	1022	290	5.3
Oficina 2	2	WAAB 600 4 WAY / 4T / TP / 1200	110	111	1500	1125	500	12
Oficina 3	2	WAAB 600 4 WAY / 4T / TP / 1200	110	111	1500	1125	500	12
Oficina 4	2	WAAB 600 4 WAY / 4T / TP / 1200	165	85	1667	1257	290	5.3
			735				1780	

Tabla 46. Referencias de los modelos de FC seleccionados en cada zona

Zona	Uds	Modelo	V_{aire} (m^3/h)	V_{pr} (m^3/h)	$Q_{cl,total}$ (W)	$Q_{cl,sens}$ (W)	$m_{cl,w,rated}$ (l/h)	ΔP_{cl} (kPa)	$P_{fan,rated}$ (W)
Sala de reuniones	1	FWB 03	348	240	2650	1790	454	10	46
Oficina 1	1	FWB 02	314	80	1970	1410	338	5	46
Oficina 2	1	FWB 03	348	80	2650	1790	454	10	46
Oficina 3	1	FWB 02	314	80	1970	1410	338	5	46
Oficina 4	1	FWB 03	348	120	2650	1790	454	10	46
				600			2038		

En cuanto a la selección de las enfriadoras, se ha buscado garantizar que tuvieran la capacidad térmica suficiente para aportar el 95% de la demanda total anual del edificio de oficinas. Además, para asegurarnos que los resultados de consumos eléctricos fueran comparables entre las instalaciones de VFA y FC, se busca que los factores de carga parcial medios anuales (PLR) sean del mismo orden de magnitud. En el sección de resultados se justifica este hecho.

Tabla 47. Resumen de los parámetros de selección de las enfriadoras

	Localidad	Capacidad nominal (W)	COP_{rated}
VFA	Madrid	8910	3
	Barcelona	7375	3
FC	Madrid	9910	3
	Barcelona	8225	3

5.5. Selección de los recuperadores de calor.

Los datos de entrada requeridos en los modelos de los recuperadores de calor sensible y entálpico utilizados, se obtienen a partir del software de selección EasyVent de Soler y Palau [51]. Las Figuras 54 y 55 muestran los esquemas de distribución de aire primario en las instalaciones de VFA y FC respectivamente. Por otro lado, la Tabla 48 resume los datos de funcionamiento de los recuperadores de calor seleccionados en condiciones nominales de operación.

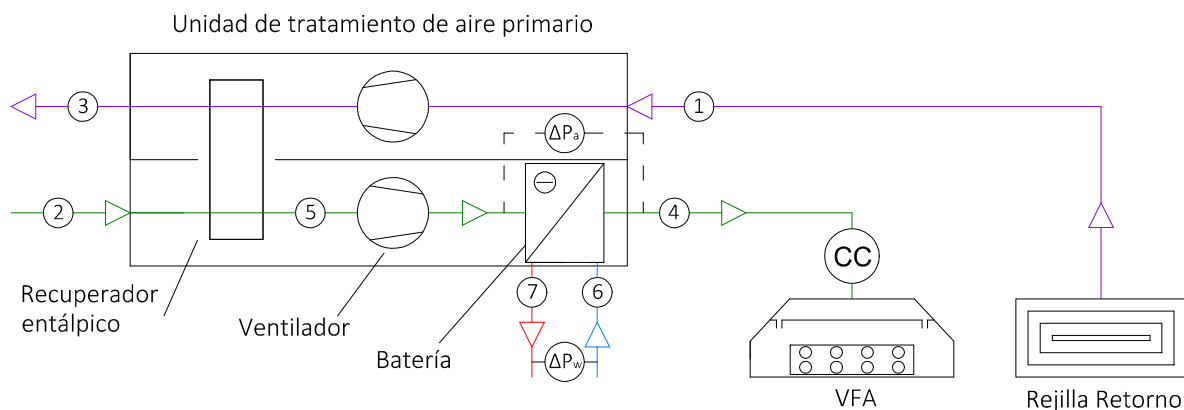


Figura 54: Esquema de distribución de aire primario en las instalaciones de VFA.

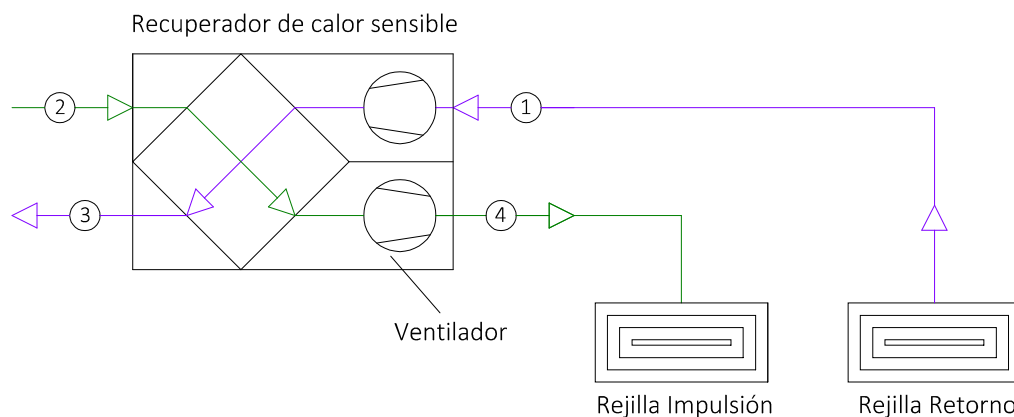


Figura 55: Esquema de distribución de aire primario en las instalaciones de FC.

Tabla 48: Resumen de las prestaciones de los recuperadores de calor en condiciones nominales de trabajo.

		<i>RHE-1300-HDR-D-SO</i>		<i>CADB-HE-8-PRO-V</i>	
		<i>Madrid</i>	<i>Barcelona</i>	<i>Madrid</i>	<i>Barcelona</i>
Recuperador	T₁	26 °C	26 °C	26 °C	26 °C
	HR₁	50 %	50 %	50 %	50 %
	T₂	35 °C	28.5 °C	35 °C	28.5 °C
	HR₂	35 %	68 %	35 %	68 %
	T₃	33.5 °C	28.1 °C	33.4 °C	28 °C
	HR₃	37 %	66 %	33 %	44 %
	T₅	27.5 °C	26.4 °C	27.8 °C	26.5 °C
	HR₅	47 %	53 %	53 %	77 %
	η_{sensible}	83.3 %	84 %	79.7 %	80.4 %
	η_{latente}	83.2 %	85.3 %	---	
Batería (BA-AF HE 16 RV)	T₄	14 °C		---	
	T₆	7 °C		---	
	T₇	12 °C		---	
	m_w	743 l/h	750 l/h	---	
	ΔP_w	4 kPa	4 kPa	---	
	ΔP_a	55 Pa		---	
Ventilador de impulsión	P_{Crated}	230 W		100 W	
	η_{motor}	90 %			
	V_{air, rated}	735 m ³ /h		600 m ³ /h	
	P_{rated}	340 Pa		100 Pa	
Ventilador de retorno	P_{Crated}	130 W		100 W	
	η_{motor}	90 %			
	V_{air, rated}	735 m ³ /h		600 m ³ /h	
	P_{rated}	150 Pa		100 Pa	

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

Puesto que los perfiles de ocupación son los mismos en todas las estancias del edificio de oficinas, y no se ha previsto un control del caudal de aire primario en función del nivel de CO₂, se espera una distribución de caudal de aire constante en las instalaciones de VFA y FC. Así, para calcular el consumo eléctrico nominal de los ventiladores, se han considerado constantes las pérdidas de carga de lado aire. En la Tabla 49 se resumen las pérdidas de carga del lado aire consideradas. En cuanto al cálculo de la pérdida de carga de la red de conductos, se han considerado las siguientes simplificaciones:

1. Se consideran nulas las pérdidas de carga producidas en los conductos de derivación a los elementos terminales de cada zona.
2. El conducto de distribución principal es de diámetro constante, y a través de toda su longitud circula el caudal de aire total necesario en los elementos terminales. Es decir, no se considera distribución de aire a lo largo del mismo. Además, su longitud será igual a distancia del recuperador de calor al elemento terminal más alejado.

Tabla 49. Resumen de las pérdidas de carga del lado aire en instalaciones de FC y sistemas 0,1 y 2 de VFA.

<i>Elementos</i>	<i>VFA</i>		<i>FC</i>	
	<i>Impulsión</i>	<i>Retorno</i>	<i>Impulsión</i>	<i>Retorno</i>
Red de conductos (D=200 mm, L= 20 m) + Accesorios	125 Pa	125 Pa	75 Pa	75 Pa
Rejilla	---	25 Pa	25 Pa	25 Pa
VFA	150 Pa	---	---	---
Compuerta de caudal constante (CC)	25 Pa	---	---	---
Batería de agua	40 Pa	---	---	---
Total	340 Pa	150 Pa	100 Pa	100 Pa

Además, se ha analizado la sensibilidad de la eficiencia de intercambio de calor sensible y latente de los intercambiadores de calor seleccionados ($\eta_{sensible}$ y $\eta_{latente}$), a diferentes condiciones exteriores de trabajo. Para ello, el resto de condiciones de trabajo de los recuperadores de calor (T_1 , HR_1 y $V_{air, rated}$) se han considerado constantes, e iguales a los valores nominales. Los resultados obtenidos se resumen en la Tabla 50, y demuestran que la variación de $\eta_{sensible}$ y $\eta_{latente}$ es muy reducida. Así, en las simulaciones de TRNSYS correspondientes a las instalaciones de FC y VFA, se considerarán constantes, e iguales a los valores definidos en la Tabla 48.

Tabla 50: Análisis de sensibilidad de la eficiencia de intercambio de calor sensible y latente de los recuperadores de calor seleccionados.

T_2 (°C)	$HR_2 = 40\%$			$HR_2 = 50\%$			$HR_2 = 60\%$		
	<i>Rec. Entálpico</i>		<i>Rec. Sensible</i>	<i>Rec. Entálpico</i>		<i>Rec. Sensible</i>	<i>Rec. Entálpico</i>		<i>Rec. Sensible</i>
	$\eta_{sensible}$ (%)	$\eta_{latente}$ (%)	$\eta_{sensible}$ (%)	$\eta_{sensible}$ (%)	$\eta_{latente}$ (%)	$\eta_{sensible}$ (%)	$\eta_{sensible}$ (%)	$\eta_{latente}$ (%)	$\eta_{sensible}$ (%)
30	---	---	---	82.5	85.5	80.3	82.5	88	80.2
35	83.3	86.3	79.7	83.3	86.5	79.5	83.3	86.8	79.3
40	83.6	86.4	78.8	83.6	86.4	78.6	83.6	87.4	78.4

5.6. Dimensionado de la red hidráulica.

Tal y como se definió en la sección 4.5.5, la potencia eléctrica consumida por las bombas de caudal de agua variable depende, entre otros factores, de la pérdida de carga que deben vencer. Las Figuras 56 y 57 muestran los esquemas de distribución hidráulica de las instalaciones estudiadas. En este sentido, es necesario determinar las curvas características de los elementos terminales (*FC*, *VFA* y *UTA*), y de la red de distribución de tuberías. Las correlaciones de cálculo de las curvas características de las baterías de las unidades terminales, se calculan a partir de los datos obtenidos de los programas de selección de los fabricantes consultados [47, 48 y 51]. Los coeficientes de las correlaciones de los elementos terminales utilizados en TRNSYS se resumen en la Tabla 51.

$$\Delta P_w (kPa) = \alpha_0 + \alpha_1 m_w + \alpha_2 m_w^2 \quad (110)$$

Tabla 51: Coeficientes de las correlaciones de cálculo de las pérdidas de carga de las baterías de agua

Coeficientes	VFA	FC		UTA
	WAAB 600-4 WAY 1200	FWB 02	FWB 03	BA-AF HE 16 RV
α_0	0.00013802	0	0	0
α_1	0.0169298	0.0000339	0.0000359	2.083042 E-03
α_2	-0.03244894	0.0029701	0.0056300	5.199 E-06

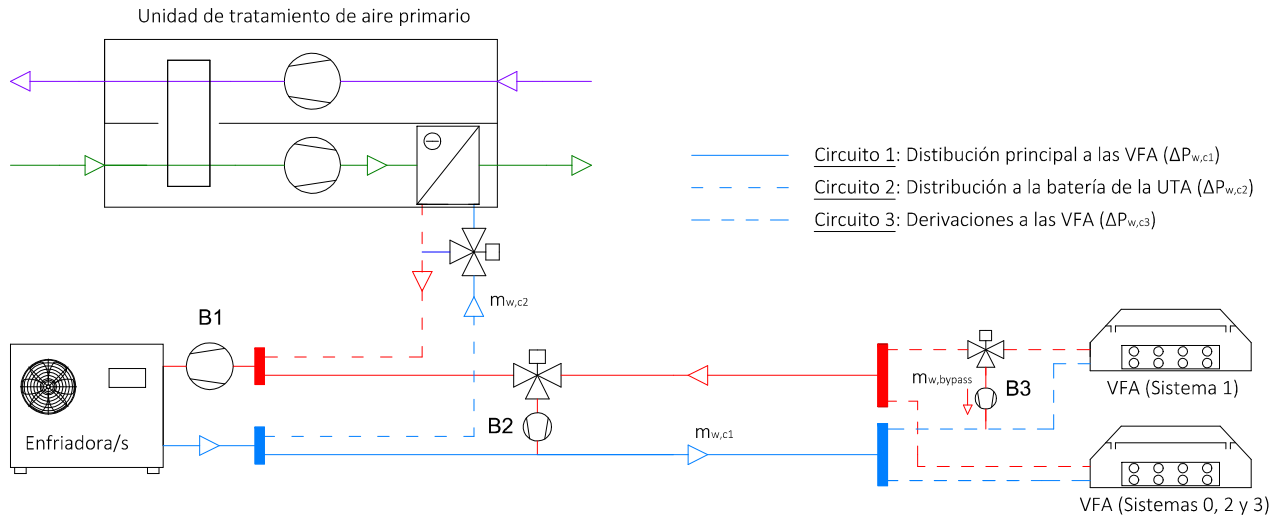


Figura 56: Esquema de distribución hidráulica en las instalaciones de VFA estudiadas.

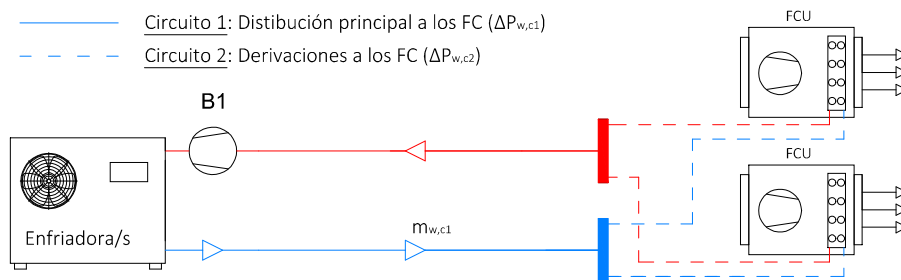


Figura 57: Esquema de distribución hidráulica en las instalación de FC estudiada.

En cuanto a la red de tuberías, en el caso particular de las instalaciones de VFA, se pueden diferenciar tres tipos de circuitos de agua: (1) Circuito de distribución principal a las VFA; (2) Circuito de distribución a la batería de la UTA; y (3) Circuitos de derivación a las VFA de cada zona. En cambio, en la instalación de FC no existe circuito de distribución a la batería de la UTA. En ambos casos, se tiene en cuenta las siguientes simplificaciones en la caracterización de las redes de tuberías de distribución a los elementos terminales (Circuito 1 y 3):

1. Se consideran nulas las pérdidas de carga producidas en las tuberías de derivación a los elementos terminales de cada zona. Sin embargo, sí que se tiene en cuenta las pérdidas de carga de dichos elementos terminales.
2. El circuito de distribución principal es de diámetro constante, y a través de toda su longitud circula el caudal de agua total necesario en los elementos terminales. Es decir, no se considera distribución de agua a lo largo del mismo. Además, su longitud será igual a distancia de la enfriadora al elemento terminal más alejado.
3. La pérdida de carga en los accesorios de cada circuito (válvulas de corte y antirretorno, codos, derivaciones, etc...) se consideran iguales a las pérdidas en tuberías de los mismos.

Teniendo en cuenta estas simplificaciones, la pérdida de carga asociada a la bomba B1 será igual a la máxima producida en el circuito de distribución principal ($\Delta P_{w,c1} + \Delta P_{w,VFA}$), y en el de distribución a la batería de la UTA ($\Delta P_{w,c2}$). Además, las Ecuaciones 112 y 113 se utilizan para determinar la pérdida de carga asociada a las bombas B2 y B3.

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

$$\Delta P_{w,B1} = \text{Max}\{(\Delta P_{w,c1} + \Delta P_{w,VFA}); \Delta P_{w,c2}\} \quad (111)$$

$$\Delta P_{w,B2} = \Delta P_{w,c1} + \Delta P_{w,VFA} \quad (112)$$

$$\Delta P_{w,B3} = \Delta P_{w,VFA} \quad (113)$$

En cambio, la pérdida de carga asociada a la bomba B1 de las instalaciones de FC se calcula a partir de la Ecuación 114.

$$\Delta P_{w,B1} = \Delta P_{w,c1} + \Delta P_{w,FC} \quad (114)$$

La Tabla 52 resume las pérdidas de carga en las tuberías y accesorios de los circuitos de distribución de agua a los elementos terminales de ambas instalaciones ($\Delta P_{w,c1}$), así como del circuito de distribución de agua a la batería de la UTA en las instalaciones de VFA ($\Delta P_{w,c2}$). Por otro lado, la Figura 58 muestra las curvas características de estos circuitos, y sus coeficientes de correlación.

Tabla 52: Pérdidas de carga de los circuitos de distribución de agua.

m_w (l/h)	VFA				FC	
	$\Delta P_{w,c1}$ (kPa)		$\Delta P_{w,c2}$ (kPa)		$\Delta P_{w,c1}$ (kPa)	
	$L_{c1} = 20 \text{ m}$	$D_{c1} = 18 \text{ mm}$	$L_{c2} = 5 \text{ m}$	$D_{c2} = 16 \text{ mm}$	$L_{c1} = 15 \text{ m}$	$D_{c1} = 18 \text{ mm}$
2000	257		113		193	
1750	203		89		152	
1250	112		49		84	
750	46		20		35	
250	7		3		5	

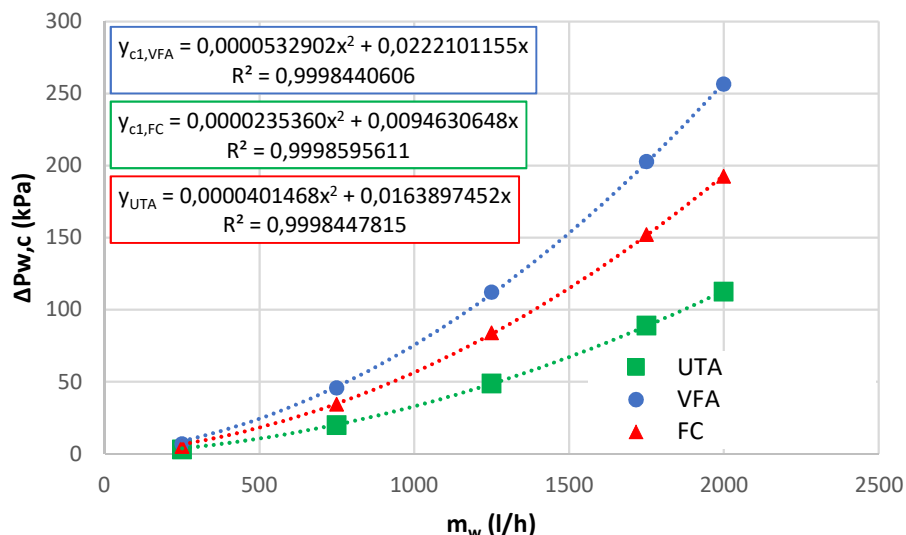


Figura 58: Coeficientes de correlación de cálculo de la pérdida de carga en las tuberías y accesorios en función del caudal de agua.

Tabla 53: Resumen de los parámetros de entrada de las bombas de caudal de agua variable.

	Bomba	$\eta_{pumping}$	η_{motor}	ΔP_w (kPa)
VFA	B1	0.2	0.6	$\text{Max}\{(\Delta P_{w,c1} + \Delta P_{w,VFA}); \Delta P_{w,c2}\}$
	B2	0.2	0.6	$\Delta P_{w,c1} + \Delta P_{w,VFA}$
	B3	0.2	0.6	$\Delta P_{w,VFA}$
FC	B1	0.2	0.6	$\Delta P_{w,c1} + \Delta P_{w,FC}$

5.7. Resultados y conclusiones.

5.6.1. Nivel de confort del sistema 0 de VFA

El control de la temperatura de aire primario que se propone en las instalaciones de VFA, en muchos casos, no garantiza secar el aire primario lo suficiente como para combatir la carga latente generada en el interior del local. La batería de la UTA suele dimensionarse para unas determinadas condiciones de diseño, normalmente las más desfavorables. Así, cuando las temperaturas exteriores no son muy elevadas, la reducción del caudal de paso de agua a través de la batería conlleva un aumento de su temperatura superficial, y como consecuencia, una reducción de la masa de agua condensada. Sin embargo, en un edificio de oficinas con niveles de ocupación poco variables, las ganancias de carga latente se mantienen fijas. Esto hace que la selección de una única temperatura de impulsión de aire primario, sea un parámetro crítico en las instalaciones de VFA. Se debe garantizar la capacidad de secado necesaria en cada instalación, sin comprometer el consumo energético de la misma

El sistema 0 de VFA propone un control de condensación basado en anular el paso de agua a través de la batería, lo que se traduce en un exceso de horas de discomfort. La Figura 59 muestran la evolución a lo largo del 30 de Junio en Barcelona de las siguientes variables: (1) Temperaturas de rocío y seca de la oficina 3 (T_{rocio} y T_{seca}); (2) Temperatura seca y húmeda exterior (T_{ext} y $T_{ext,wb}$); (3) Temperatura de impulsión de aire primario (T_{ap}); y (4) Capacidades latente y sensible de las baterías de la UTA y VFA respectivamente ($Q_{fluid,lat}$ y $Q_{cl,w}$). Como se puede observar, el sistema 0 de VFA es únicamente capaz de mantener la temperatura de confort ($26\text{ }^{\circ}\text{C}$) en la primera hora de operación. A partir de las 10.30 h. se cumple que $T_{rocio} > 15.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y, por tanto, se anula el paso de agua a través de la batería de la VFA. Debido a las bajas temperaturas exteriores, muy próximas a la temperatura de control de aire primario ($16\text{ }^{\circ}\text{C}$), la capacidad de secado de la batería es nula la mayor parte del periodo de operación del sistema. Además, al tratarse de un clima húmedo, el contenido de humedad del aire exterior no es lo suficientemente bajo como para compensar la generación de carga latente en la oficina 3.

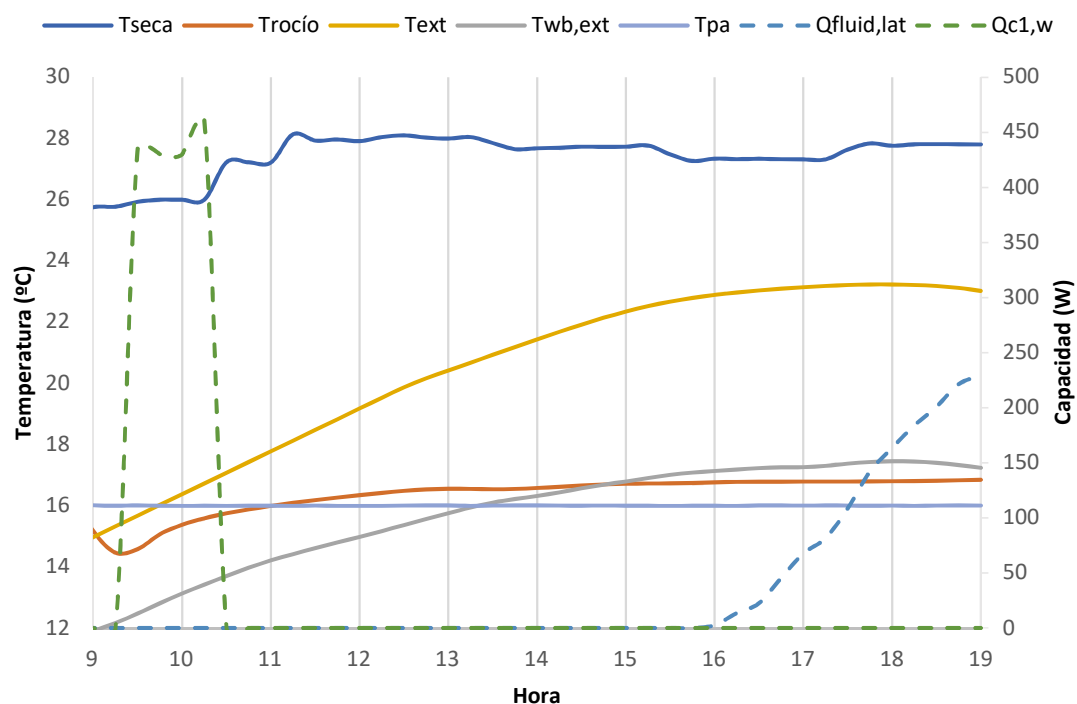


Figura 59: Prestaciones de operación del sistema 0 de VFA durante el 30 de Junio en Barcelona.

Por otro lado, si revisamos estos mismos resultados en un clima más seco como el de Madrid, observamos que el sistema 0 de VFA opera con un adecuado nivel de confort. La Figura 60 muestra cómo, a pesar de que la capacidad de secado de la batería de la UTA es nula durante todo el periodo de operación, el contenido de humedad exterior es lo suficientemente bajo como para mantener $T_{rocio} < 15.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sin embargo, en un clima seco, las prestaciones del sistema 0 de VFA no son tampoco del todo efectivas. La Figura 61

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

muestra la evolución de las mismas variables el día 20 de agosto. A partir de las 14 h., a pesar de que la batería de la UTA comienza a secar el aire primario, no es suficiente para reducir la temperatura de rocío del local. En estos casos, la instalación de VFA requiere una mayor capacidad de secado del aire primario, sin embargo, esto supondría enfriar el aire primario por debajo de la temperatura de control fijada en 16 °C.

Finalmente, las Figuras 62 a 65 muestran la distribución de los valores del voto medio predicho (*PVM*) y del porcentaje de personas insatisfechas (*PPD*) durante las horas de ocupación del periodo de tiempo simulado en TRNSYS, para las ciudades de Barcelona y Madrid respectivamente. En un clima húmedo como el de Barcelona, se obtiene un elevado número de horas con altos valores de *PPD*. En cambio, en un clima seco como el de Madrid, a pesar de darse situaciones con altos valores de *PPD*, el número de horas es mucho más reducido que el obtenido en Barcelona. De esta forma, se demuestra que el sistema 0 de VFA, no debe de utilizarse por sí sólo para el control de condensación de VFA. La acción de control de condensación no va encaminada a reducir el nivel del contenido de humedad en el interior del local. Así, debe de utilizarse como última medida de prevención, previa actuación de algún otro sistema de control de condensación. A continuación, se analiza la idoneidad de dos de estos posibles sistemas de control de condensación.

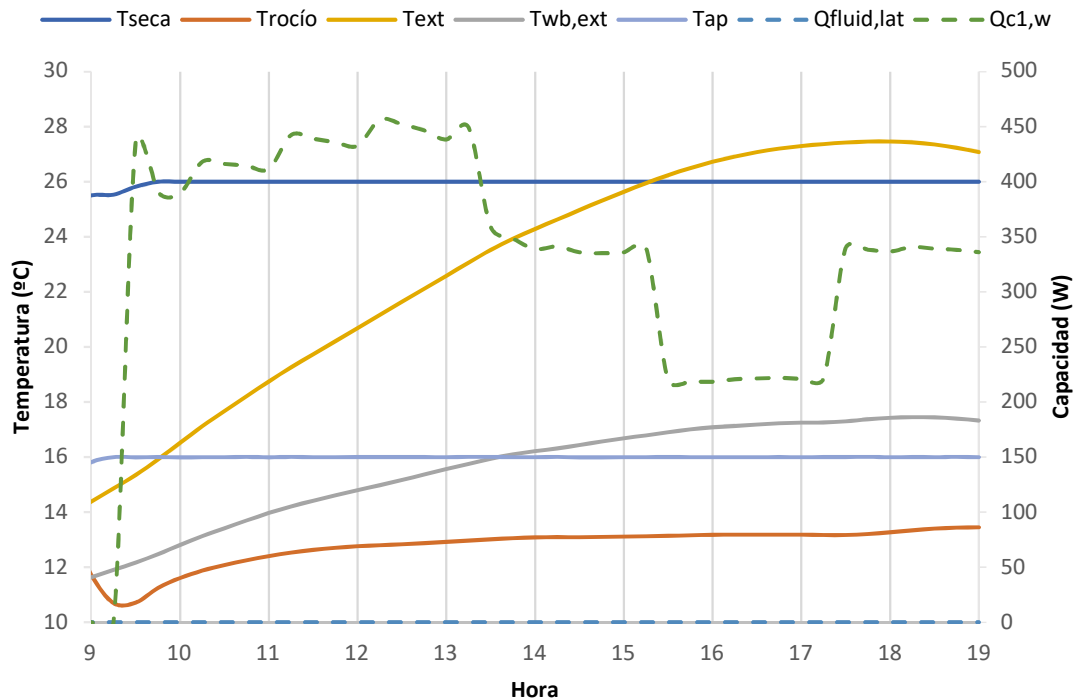


Figura 60: Prestaciones de operación del sistema 0 de VFA durante el 30 de junio en Madrid.

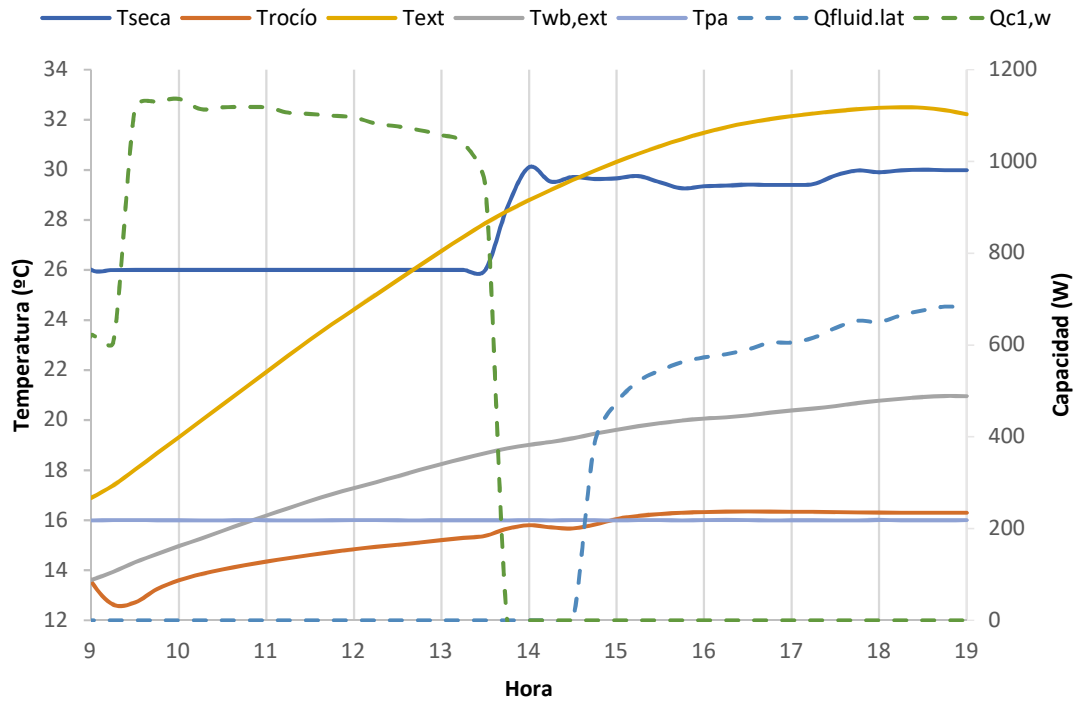


Figura 61: Prestaciones de operación del sistema 0 de VFA durante el 20 de agosto en Madrid.

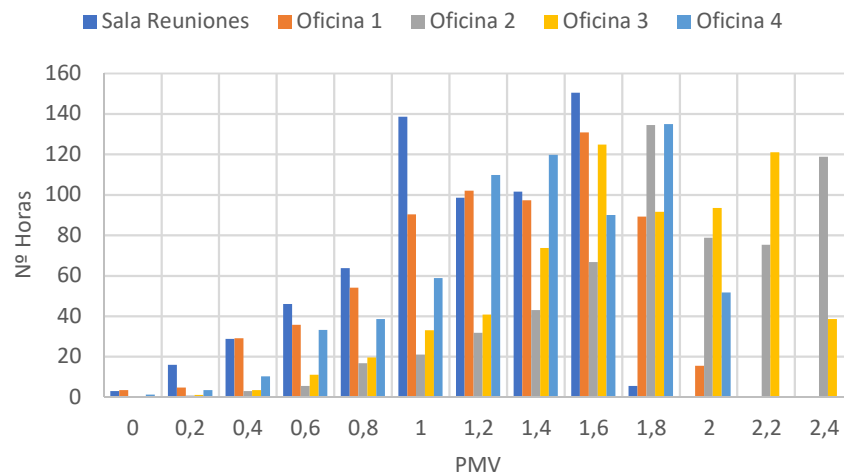


Figura 62: Distribución del PMV del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

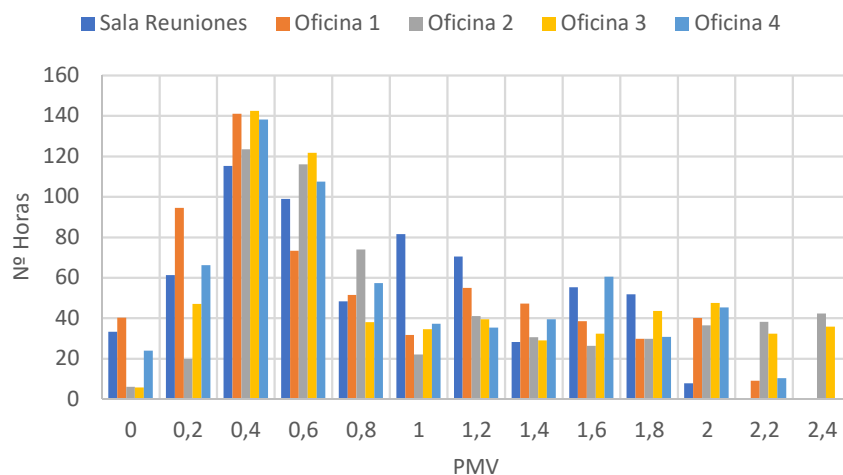


Figura 63: Distribución del PMV del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.

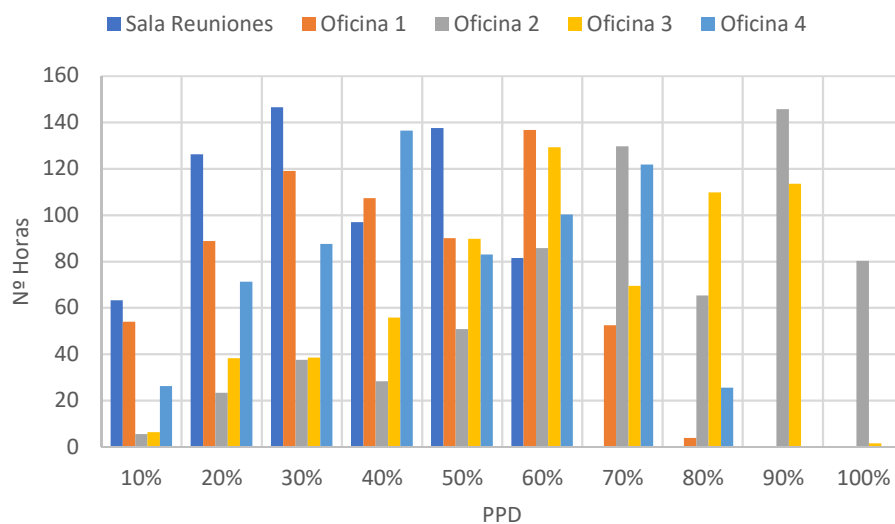


Figura 64: Distribución del PPD del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.

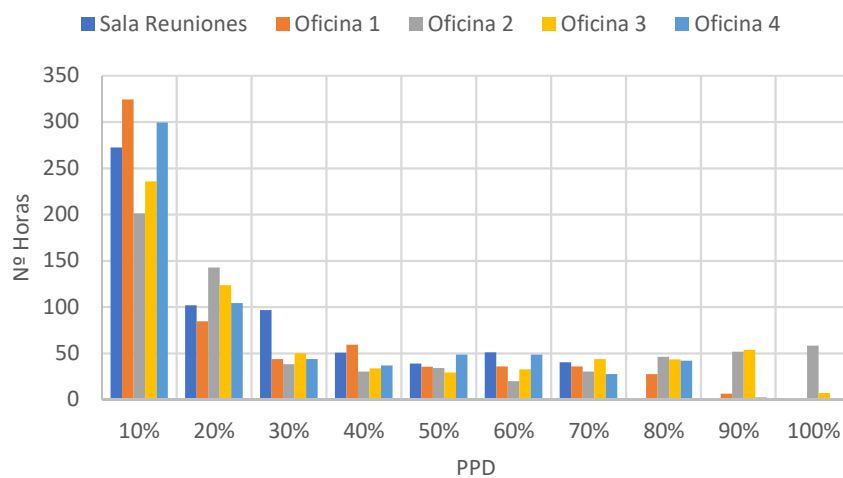


Figura 65: Distribución del PPD del sistema 0 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.

5.6.2. Nivel de confort del sistema 1 de VFA

El sistema 1 de VFA dispone de una bomba de recirculación de agua entre los circuitos de impulsión y retorno de cada oficina. Así, aprovechando la mayor temperatura del agua de retorno, se incrementa la temperatura de entrada de agua en la batería de la VFA ($T_{w,in}$), cuando aparece el riesgo de condensación. En concreto, se establece que $T_{w,in} = T_{rocio} + 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, y por tanto, se reduce la potencia térmica máxima de la VFA. Sin embargo, tal y como se observa en las Figuras 66 y 67, se consigue mantener un adecuado nivel de confort en los días analizados, incluso cuando la capacidad de secado de la batería de la UTA es nula. Por otro lado, las Figuras 68 y 69 demuestran cómo, desde el punto de vista de confort térmico, la estrategia de condensación propuesta por el sistema 1 de VFA es eficaz a lo largo de todo el periodo de simulación. En los dos climas estudiados no se obtienen situaciones con un valor de PPD superior al 20%.

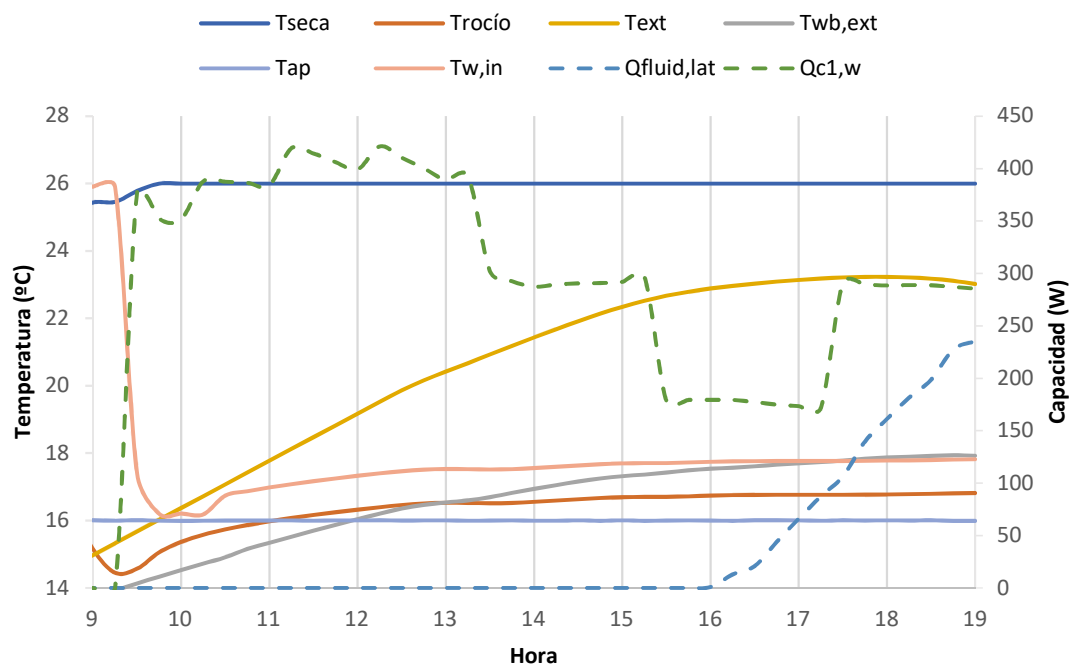


Figura 66: Prestaciones de operación del sistema 1 de VFA durante el 30 de junio en Barcelona.

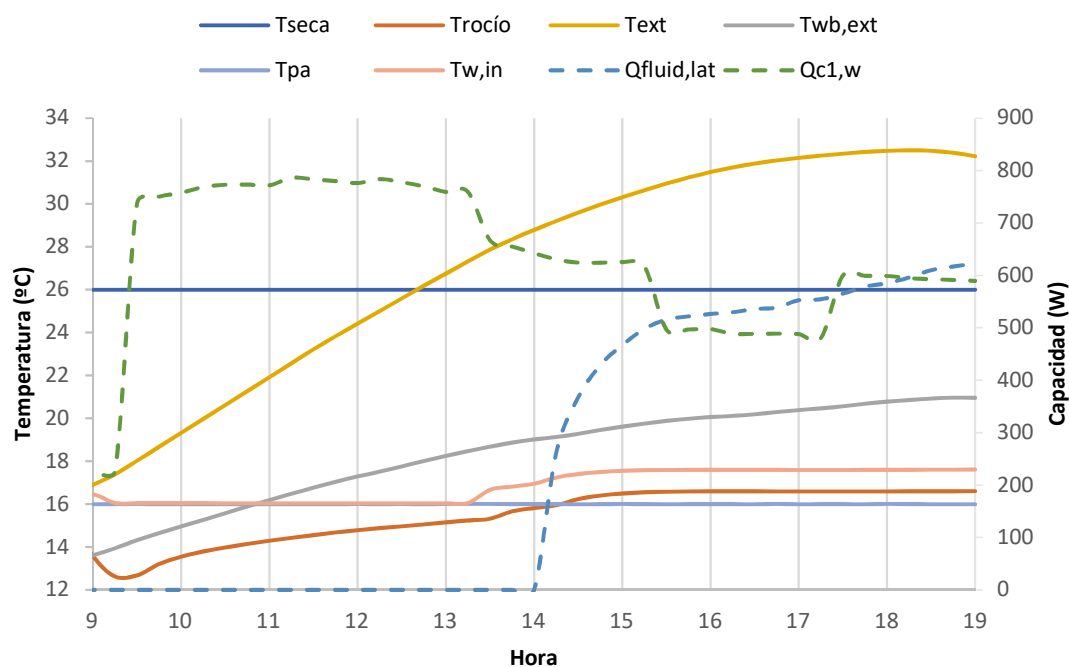


Figura 67: Prestaciones de operación del sistema 1 de VFA durante el 20 de agosto en Madrid.

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías



Figura 68: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 1 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.



Figura 69: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 1 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.

5.6.3. Nivel de confort del sistema 2 de VFA

El sistema 2 de VFA reduce la temperatura de impulsión de aire primario (T_{ap}) cuando aparece el riesgo de condensación. De esta manera, se incrementa la aportación de potencia sensible y latente de la UTA ($Q_{fluid,sens}$ y $Q_{fluid,lat}$). Como consecuencia, se comprueba como la potencia sensible aportada por la batería de la VFA se reduce considerablemente ($Q_{cl,w}$), si la comparamos con el sistema 1 de VFA. Para evitar oscilaciones continuas sobre T_{ap} , se ha utilizado un control PID (Type 23) sobre esta variable. Este control recibe la temperatura de rocío media de las zonas ocupadas, y regula el valor de T_{ap} entre 14 y 16 °C. Como valor de consigna de este control PID se ha tomado un valor fijo e igual a 15.5 °C. Las Figuras 70 y 71 muestran las prestaciones del sistema 2 de VFA en los dos climas estudiados. Por otro lado, las Figuras 72 y 73 demuestran como los buenos resultados de confort obtenidos, se mantienen a lo largo de todo el periodo de simulación. En los dos climas estudiados no se obtienen situaciones con un valor de PPD superior al 50%. Además, el número de horas con valores de PPD comprendidos entre el 20 y 50 % son muy reducidas.

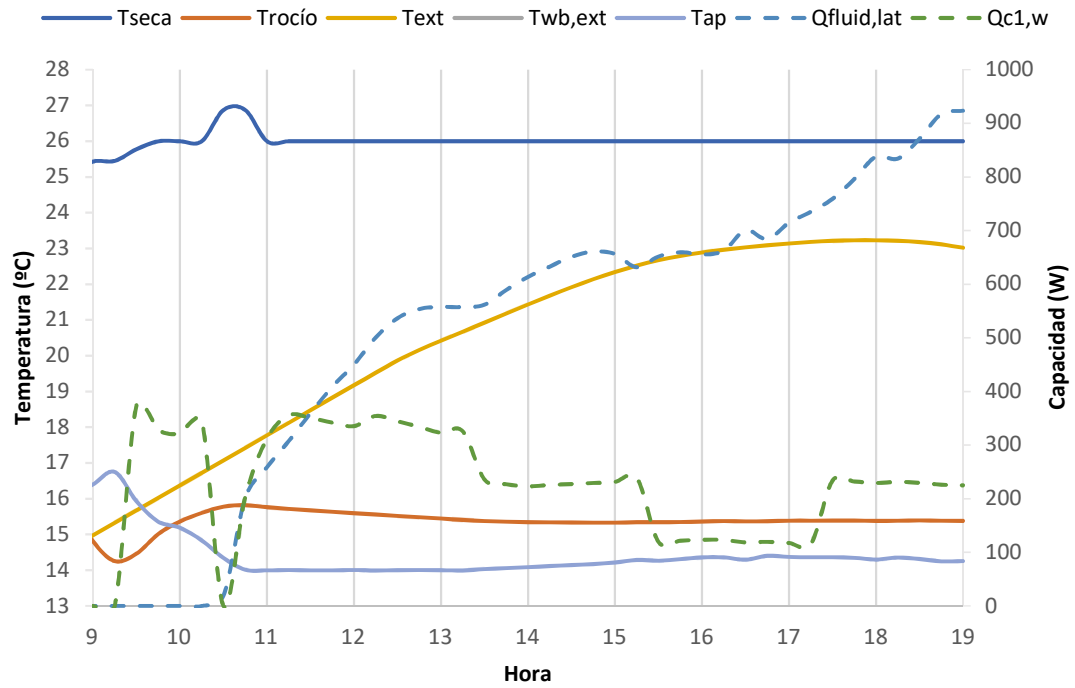


Figura 70: Prestaciones de operación del sistema 2 de VFA durante el 30 de junio en Barcelona.

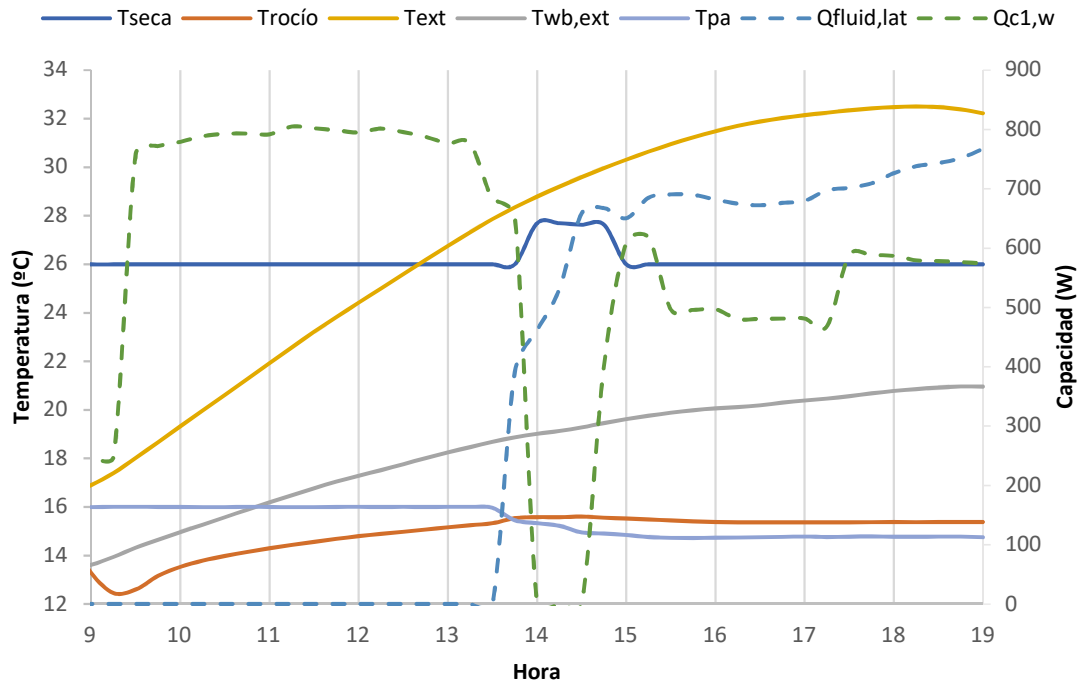


Figura 71: Prestaciones de operación del sistema 2 de VFA durante el 20 de agosto en Madrid.

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

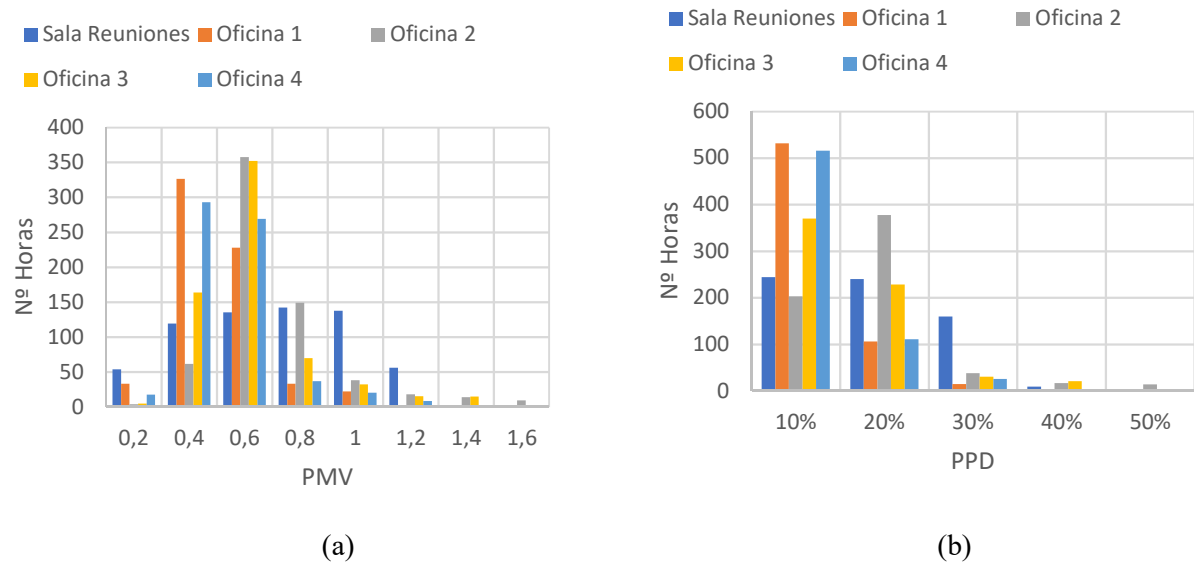


Figura 72: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 2 de VFA durante las hora de ocupación en Barcelona.

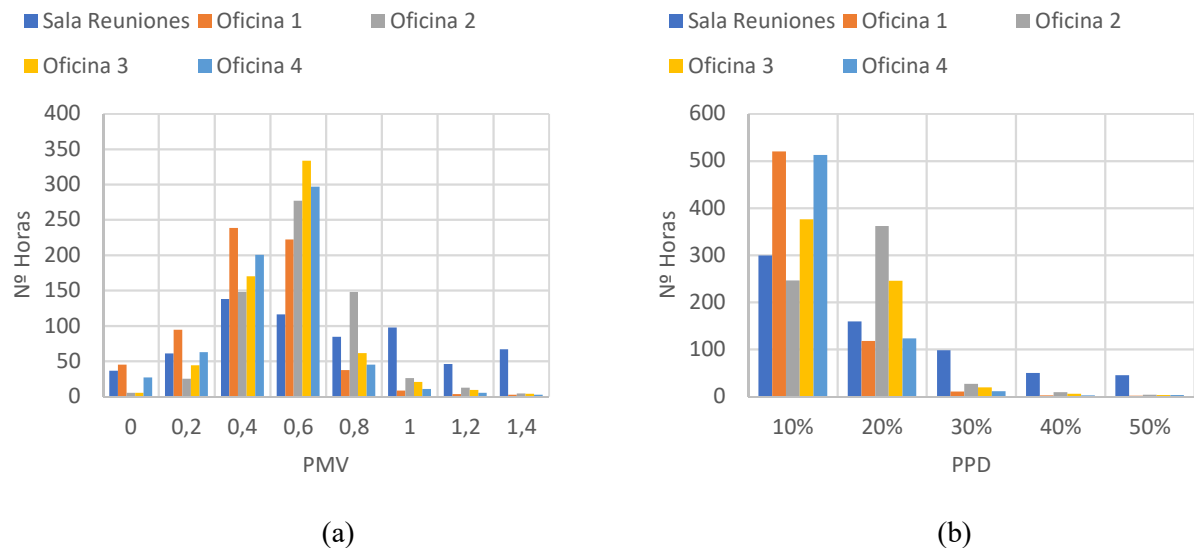


Figura 73: Distribución del PMV (a) y PPD (b) del sistema 2 de VFA durante las hora de ocupación en Madrid.

5.6.4. Comparativa de los consumos eléctricos de los sistemas de VFA.

Las Figuras 74 y 75 muestran la distribución de las energías térmicas de los distintos elementos de la instalación, a lo largo del periodo de simulación en Barcelona y Madrid: (1) $Q_{chiller}$ es la energía térmica total aportada por la enfriadora; (2) Q_{fluid} es la energía total de la batería de la UTA; (3) $Q_{fluid,sens}$ es la energía sensible de la batería de la UTA; (4) $Q_{fluid,lat}$ es la energía latente de la batería de la UTA; (5) $Q_{cl,w}$ es la energía sensible de la batería de la VFA; y (6) $Q_{sens,tot}$ es la energías sensible total aportada al edificio ($Q_{sens,tot} = Q_{fluid,sens} + Q_{cl,w}$)

En ambos climas, el valor de $Q_{cl,w}$ asociado al sistema 0 se reduce considerablemente, comparado con el resto de sistemas estudiados. Este hecho obedece al tipo de control de condensación del propio sistema, que anula el paso de agua a través de la batería. En estos casos, la energía sensible de la batería de la UTA ($Q_{fluid,sens}$) es la única aportación de energía sensible al edificio y, en la mayoría de casos, no es suficiente para garantizar un adecuado nivel de confort. Este efecto es mucho más acusado en un clima húmedo, donde podemos ver que el valor de $Q_{cl,w}$ es despreciable frente a $Q_{fluid,sens}$. Así, se pone de manifiesto qué, debido al inadecuado control de condensación llevado a cabo, el circuito de agua de las VFA permanece prácticamente inutilizado durante todo el periodo de simulación. Este resultado es coherente a los niveles de confort analizados para el sistema

0, que ha mostrado un elevado número de horas con altos valores de *PPD*.

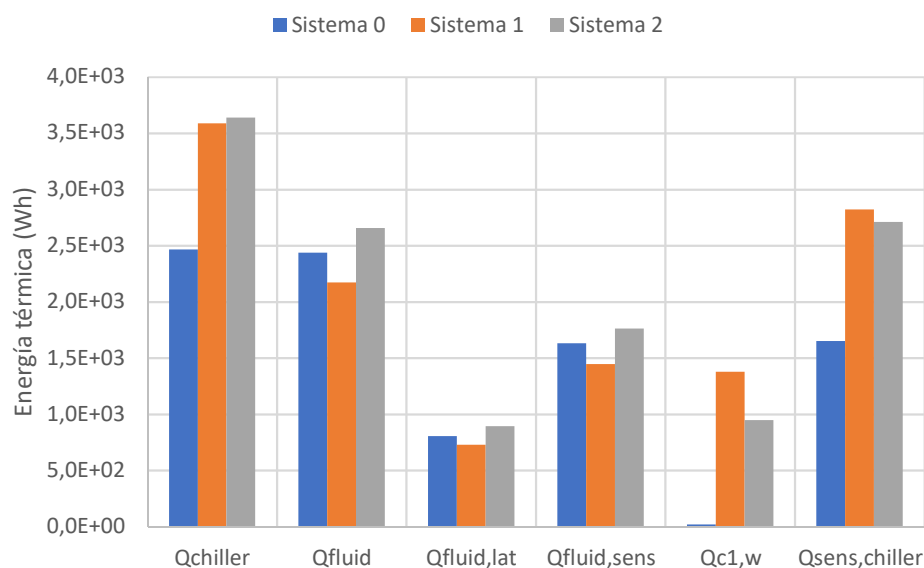


Figura 74: Distribución de las energías térmicas a lo largo del periodo de simulación en Barcelona.

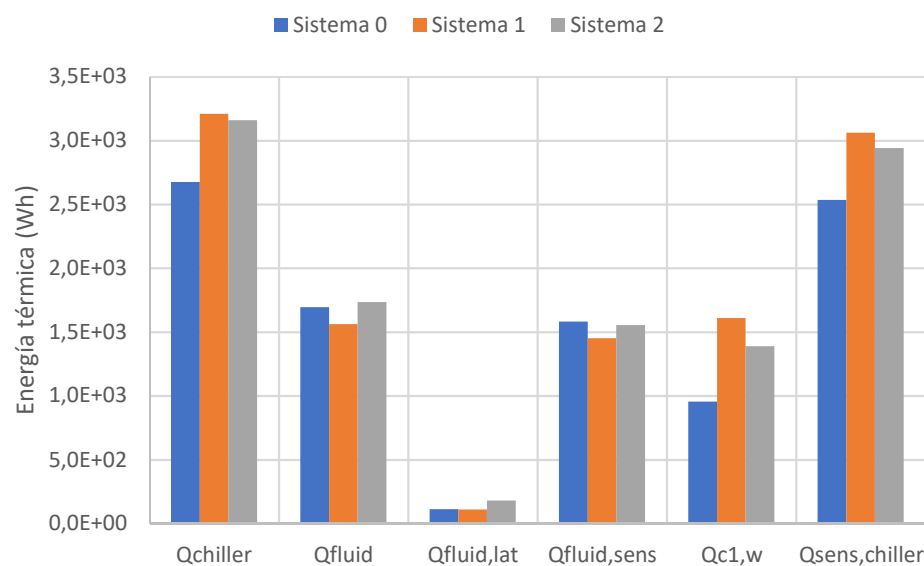


Figura 75: Distribución de las energías térmicas a lo largo del periodo de simulación en Madrid.

La Tabla 54 muestra los porcentajes de distribución de $Q_{fluid,sens}$ y $Q_{cl,w}$ sobre la energía sensible total aportada al edificio ($Q_{sens,tot}$) en los sistemas 1 y 2. En un clima húmedo, en el sistema 2 se reduce el porcentaje de $Q_{cl,w}$, debido a la reducción de la temperatura de control de aire primario cuando existe riesgo de condensación. Por tanto, el incremento del porcentaje de distribución de $Q_{fluid,sens}$ sobre $Q_{sens,tot}$, dependerá del número de horas de actuación del control de condensación. En este sentido, este efecto es más reducido en un clima seco, donde los porcentajes de aportación de $Q_{fluid,sens}$ y $Q_{cl,w}$ se mantienen en torno al 50%. Por otro lado, se comprueba que el valor de $Q_{sens,tot}$ es ligeramente mayor en el sistema 1. Esta pequeña diferencia corresponde a aquellas situaciones, en las que el sistema 2 no es capaz de reducir la temperatura de rocío de las oficinas lo suficiente, como para evitar el riesgo de condensación. En estos casos, el sistema 2 anula el paso de agua a través de la batería. De hecho, si revisamos los resultados de *PPD* obtenidos para los sistemas 1 y 2, comprobamos como los porcentajes máximos de *PPD* son más elevados en el sistema 2, lo cual demuestra que la existencia de este tipo de situaciones.

Tabla 54: Porcentajes de distribución de $Q_{\text{fluid,sens}}$ y $Q_{\text{c1,w}}$ sobre $Q_{\text{sens,tot}}$ en los sistemas 1 y 2 de VFA

	<i>Barcelona</i>				<i>Madrid</i>			
	<i>Sistema 1</i>		<i>Sistema 2</i>		<i>Sistema 1</i>		<i>Sistema 2</i>	
	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%
$Q_{\text{fluid,sens}}$	1444812	51,2%	1762975	65,0%	1451176	47,4%	1554130	52,8%
$Q_{\text{c1,w}}$	1377505	48,8%	948631	35,0%	1609738	52,6%	1388407	47,2%
$Q_{\text{sens,tot}}$	2822316		2711606		3060913		2942536	

La Tabla 55 y 56 muestra la energía eléctrica consumida por componentes en los tres sistemas estudiados, en Barcelona y Madrid respectivamente. En todos los casos, se observa como la mayor energía eléctrica corresponde a la enfriadora, con porcentajes entre el 65 y 77 % del total. Además, puesto que las necesidades de ventilación son las mismas en ambos climas, y no se ha previsto ninguna actuación de control sobre los caudales de aire primario, la energía eléctrica consumida por los ventiladores es igual en todos los casos. Por otro lado, se observa como la energía eléctrica consumida por los sistemas de bombeo son prácticamente despreciables frente al resto de componentes.

Comparado con el resto de sistemas, la energía eléctrica consumida por la enfriadora del sistema 0 es la menor, debido a su menor energía térmica total aportada. De la misma forma, la energía eléctrica consumida por su grupo de bombeo de producción ($B1+B2$) es también la menor de las obtenidos. Sin embargo, esta reducción es porcentualmente menor que la observada en la energía eléctrica consumida por la enfriadora. El grupo de bombeo de producción suministra el agua a las baterías de las VFA y de la UTA. Así, a pesar de anularse el paso de agua a través de las baterías de la VFA, se sigue suministrando agua a la batería de la UTA.

En cuanto a los resultados obtenidos para los sistemas 1 y 2, se comprueba que son muy parecidos. Se observa como la mayor energía eléctrica consumida se obtiene en aquel sistema, cuya enfriadora aporta la mayor energía total. La Figura 76 muestra la distribución de los coeficientes de carga parcial (PLR) de la enfriadora. Así, queda demostrado que las energías eléctricas consumidas en los sistemas 1 y 2 se han obtenido en igualdad de condiciones de operación a carga parcial.

Tabla 55: Resumen de las energías eléctricas totales en el periodo de simulación en la localidad de Barcelona.

	<i>Sistema 0</i>		<i>Sistema 1</i>		<i>Sistema 2</i>	
	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%
Enfriadora	464484	65,1%	848164	77,0%	862558	77,5%
Ventiladores	234720	32,9%	234720	21,3%	234720	21,1%
Bomba (B1+B2)	13772	1,9%	17061	1,5%	15805	1,4%
Bombas (B3)	0	0,0%	2105	0,2%	0	0,0%
Total	712976		1102049		1113083	

Tabla 56: Resumen de las energías eléctricas totales en el periodo de simulación en la localidad de Madrid.

	<i>Sistema 0</i>		<i>Sistema 1</i>		<i>Sistema 2</i>	
	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%
Enfriadora	524235	67,5%	706893	73,5%	690858	73,3%
Ventiladores	234720	30,2%	234720	24,4%	234720	24,9%
Bomba (B1+B2)	17572	2,2%	17629	1,8%	16897	1,8%
Bombas (B3)	0	0,0%	1989	0,2%	0	0,0%
Total	776527		961231		942475	

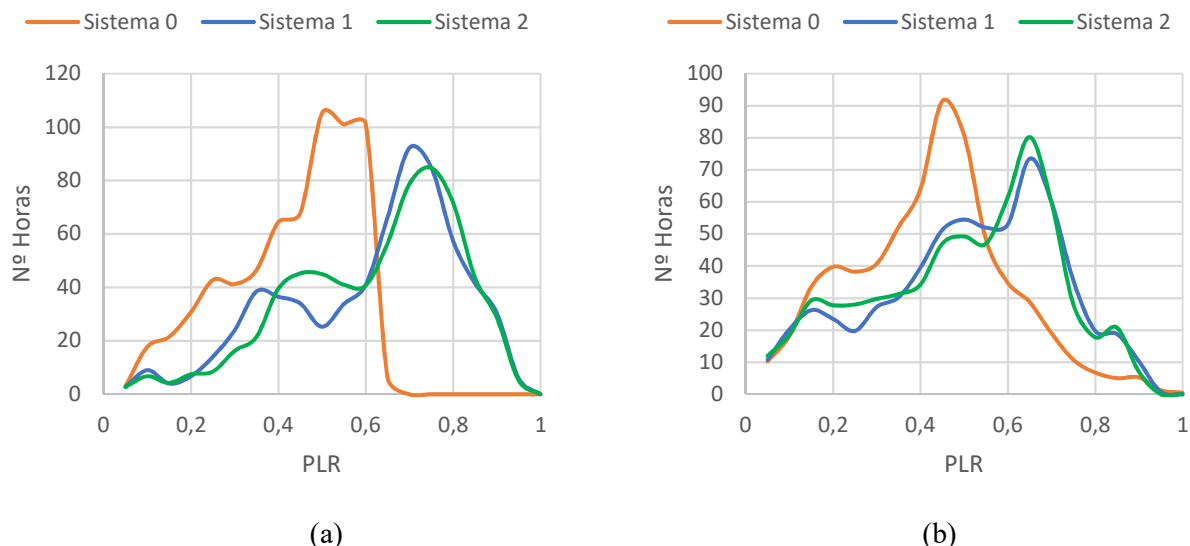


Figura 76: Distribución de los valores de PLR en Barcelona (a) y Madrid (b).

5.6.5. Comparativa de las prestaciones de las instalaciones de FC y VFA.

En esta sección se presenta una comparativa desde el punto de vista de ahorro energético, de las instalaciones de VFA y FC. En el caso de las instalaciones de VFA, se toma como referencia el sistema 1, puesto que según se ha demostrado en las anteriores secciones, presenta las mejores prestaciones medias de confort, y energía eléctrica consumida.

La Tabla 57 muestra la distribución de la energía térmica aportada por la enfriadora ($Q_{chiller}$) en tres componentes: (1) Q_{sens} es la componente de $Q_{chiller}$ que se transmite en forma de energía sensible; (2) Q_{lat} es la componente de $Q_{chiller}$ que se transmite en forma de energía latente; y (3) Q_{losses} es la componente de $Q_{chiller}$ correspondiente a las pérdidas por conducción térmica a través de las tuberías. Por otro lado, la Tabla 58 muestra el detalle de la energía eléctrica consumidas por componentes en los dos climas estudiados. En el caso de la instalación de FC, el concepto de ventiladores engloba la energía eléctrica consumida por los ventiladores del recuperador de calor, y de las unidades terminales. De la misma forma, se ha englobado la energía eléctrica consumida de todas las bombas de circulación de agua asociada a la instalación de VFA.

Tabla 57: Distribución de energía térmica aportada por la enfriadora

	Barcelona		Madrid	
	VFA	FC	VFA	FC
Q_{sens} (Wh)	2822316	2876602	3060913	3069813
Q_{lat} (Wh)	728221	1146696	111119	679199
Q_{losses} (Wh)	33825	29608	34341	28696
Total (Wh)	3584362	4052906	3206373	3777707

Tabla 58: Detalle de las energías eléctricas consumidas en ambas instalaciones

	Barcelona				Madrid			
	VFA		FC		VFA		FC	
	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%	Valor (Wh)	%
Enfriadora (Wh)	848164	77,0%	985018	77,2%	706893	73,5%	864053	74,4%
Ventiladores (Wh)	234720	21,3%	276780	21,7%	234720	24,4%	274741	23,7%
Bombas (Wh)	19166	1,7%	14612	1,1%	19618	2,0%	22119	1,9%
Total (Wh)	1102049		1276410		961231		1160913	

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

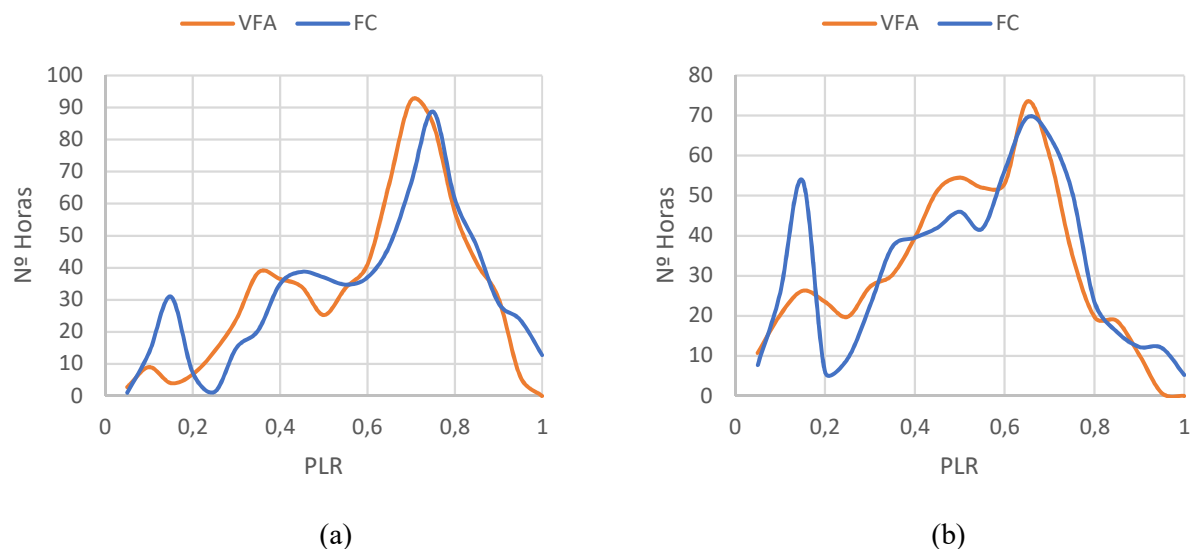


Figura 77: Distribución de los valores de PLR en Barcelona (a) y Madrid (b).

Del análisis de los resultados obtenidos se pueden destacar los siguientes puntos:

1. La diferencia entre las energías sensibles aportada al edificio por ambos sistemas es muy reducida. Esta diferencia se debe a las distintas efectividades sensibles de los recuperadores de calor utilizados en ambos casos ($\eta_{\text{sensible,FC}} \approx 80\%$ y $\eta_{\text{sensible,VFA}} \approx 84\%$). En ambos climas, el valor de Q_{sens} asociado a la instalación de VFA es menor, debido a la mayor efectividad sensible de su recuperador de calor.
2. La energía latente asociada a la instalación de FC es mucho mayor comparada con la de las instalaciones de VFA. Como consecuencia, la energía eléctrica consumida por la enfriadora de la instalación de FC también es superior. En concreto, un 16% y 22% superior en Barcelona y Madrid respectivamente. La Figura 77 muestra la distribución de los coeficientes de carga parcial (*PLR*) de la enfriadora en ambas instalaciones. Así, queda demostrado que las energías eléctricas consumidas se han obtenido en igualdad de condiciones de operación a carga parcial.
3. La energía eléctrica total consumida por los ventiladores es mayor en la instalación de FC. La suma de consumos eléctricos nominales de los ventiladores asociados a las instalaciones de FC y VFA es de 460 W y 360 W respectivamente. Además, tanto los ventiladores de los recuperadores de calor, como los de los FC son de velocidad fija. Por tanto, queda justificado el resultado obtenido.

CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE ESTUDIO

6.1. Conclusiones.

A pesar de que las VFA parecían ser una prometedora tecnología en el ámbito de la climatización de edificios sostenibles, su implantación no ha llegado a asentarse en el mercado debido en gran parte, a dos razones principales: (1) El control de condensación sobre la superficie de la batería; y (2) La falta de estudios independientes sobre las prestaciones de las VFA en comparación con otros sistemas de climatización.

El trabajo desarrollado en esta tesis doctoral aborda estos dos inconvenientes de las VFA, mediante las siguientes acciones:

1. Analizando la efectividad del control de condensación de tres estrategias distintas. En primer lugar, esta comparativa se aborda desde el punto de vista de confort térmico aportado. Posteriormente, este análisis se completa con un análisis de las energías eléctricas por componentes de cada instalación.
2. Comparando las prestaciones de las instalaciones de VFA con las de FC.

La presente tesis doctoral comienza con una revisión bibliográfica de la tecnología de VFA. Posteriormente, se describe el modelo numérico de VFA desarrollado, así como la metodología experimental seguida para su validación. En una tercera fase, se analiza el modelado de la instalación de VFA utilizado en TRNSYS, para finalmente realizar un estudio comparativo entre las distintas estrategias de control de condensación en VFA. Además, se lleva a cabo una comparativa de las instalaciones de VFA, con su mayor competidor en el ámbito de las unidades terminales con intercambio de calor aire-agua, los FC. Atendiendo a la estructura de la presente tesis doctoral, las conclusiones se dividen en dos apartados: (1) Modelo numérico y resultados experimentales; y (2) Modelado en TRNSYS y estudios comparativos.

A. Modelo numérico y resultados experimentales.

- Los resultados experimentales han demostrado que el flujo de aire a través de la batería de una VFA es laminar. De esta forma, la metodología de cálculo de los coeficientes de correlación de h_0 propuesta en la presente tesis doctoral, supone una importante aportación. El modelo numérico de VFA encontrado en la bibliografía, utiliza una correlación de h_0 válida para valores de Re mayores a los obtenidos experimentalmente.
- La metodología experimental propuesta para el cálculo de h_0 ha sido validada para los tres tipos de VFA más comúnmente utilizados, caracterizados por el número de vías de impulsión de aire (1, 2 y 4 vías).
- Las correlaciones de h_0 se han obtenido con un R^2 comprendido entre 0.92 y 0.99. La mayor dispersión se ha encontrado en los modelos de VFA de 2 y 4 vías. Sin embargo, se ha podido demostrar que este efecto se debe a la baja precisión en la medición del valor de la temperatura de impulsión de aire de la VFA, en alguno de los puntos de ensayo.
- Una vez obtenidos los coeficientes de correlación para el cálculo de h_0 , el modelo numérico propuesto predice con gran exactitud las capacidades térmicas de una VFA bajo un amplio rango de condiciones de operación.
- El modelo numérico propuesto es sensible a la distribución no uniforme del caudal de aire inducido. Sin embargo, dentro de los rangos de distribución no uniforme esperados en una VFA, los resultados obtenidos son muy parecidos a los correspondientes a la hipótesis de distribución uniforme

B. Modelado en TRNSYS y estudios comparativos.

- El riesgo de condensación en instalaciones de VFA es una realidad, y puede llegar a darse tanto en climas húmedos como secos. En este sentido, las pautas de control de condensación definidas en la presente tesis doctoral, así como de los resultados obtenidos, pueden llegar a ser de gran utilidad en la prescripción y diseño de proyectos.
- La anulación del paso de agua a través de la batería de las VFA, no puede ser considerada como una estrategia de control de condensación, sino como un sistema de prevención final. Por tanto, debe de acompañarse de alguna otra estrategia de control. En climas húmedos, se ha demostrado cómo, este sistema puede llegar a inutilizar el circuito de alimentación de agua a las VFA durante un elevado número de horas. De esta forma, es el causante del elevado número de horas de discomfort térmico obtenido.
- De las dos estrategias alternativas de control de condensación analizadas, el sistema 1 aporta las mejores prestaciones energéticas y de confort. Sin embargo, para el tipo de instalación considerado, su diferencia con el sistema 2 es muy reducido. En cambio, si analizaran las prestaciones de una instalación de VFA con dos enfriadoras, una para el circuito de VFA ($T_{chw,set} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$), y la otra para la UTA ($T_{chw,set} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$), las diferencias energéticas serían mayores. Se ha demostrado que, el sistema 2 incrementa la aportación de energía sensible y latente de la UTA, en detrimento de la energía sensible aportada por la batería de las VFA. Así, en una instalación con dos enfriadoras, se estaría reduciendo la aportación de la enfriadora que opera con el mayor COP, debido a su mayor temperatura de producción de agua fría ($T_{chw,set}$).
- Tanto en climas secos como húmedos, la energía latente asociada a la instalación de FC es mucho mayor, comparada con la obtenida en instalaciones de VFA. Sin embargo, esta diferencia es mayor en climas secos que húmedos, debido a la menor generación de condensados en la batería de la UTA en un clima seco.
- Como consecuencia, la energía eléctrica consumida por la enfriadora de la instalación de FC también es superior. Además, la energía eléctrica asociado a los ventiladores es también superior en las instalaciones de FC. De esta manera, se obtienen unos porcentajes de ahorro globales del 16% y 22% de las instalaciones de VFA con respecto a las de FC, en Barcelona y Madrid respectivamente.

6.2. Líneas futuras de estudio.

Los resultados y conclusiones obtenidos en la presente tesis doctoral abren nuevas líneas de investigación en VFA desde el punto de vista experimental, como del modelado térmico, que se enumeran a continuación:

- El modelo numérico de VFA descrito en la presente tesis doctoral, se desarrollado bajo la hipótesis de estado estacionario. Posteriormente, este modelo se ha utilizado para comprobar las prestaciones de confort y ahorro energético, de tres estrategias de control de condensación. Sin embargo, estas estrategias de control suponen un cambio en las condiciones de trabajo de la VFA, cuyo efecto dinámico se ha despreciado en comparación con el paso de simulación utilizado. Por ello, esta hipótesis debería de ser contrastada experimentalmente. En este sentido, sería necesario modificar la planta de ensayos experimental utilizada para la validación del modelo estacionario. La Figura 78 muestra el nuevo esquema del grupo generador de agua necesario. Con este nuevo grupo, se podría mantener el agua de los dos depósitos a distintas temperaturas, lo que permitiría cambiar la temperatura de impulsión de agua fría a las VFA rápidamente. De esta forma, se podría obtener un modelo dinámico del comportamiento térmico de una VFA, ante cambios en la temperatura de entrada de agua a la batería.

Caracterización térmica y optimización de las estrategias de operación de vigas frías

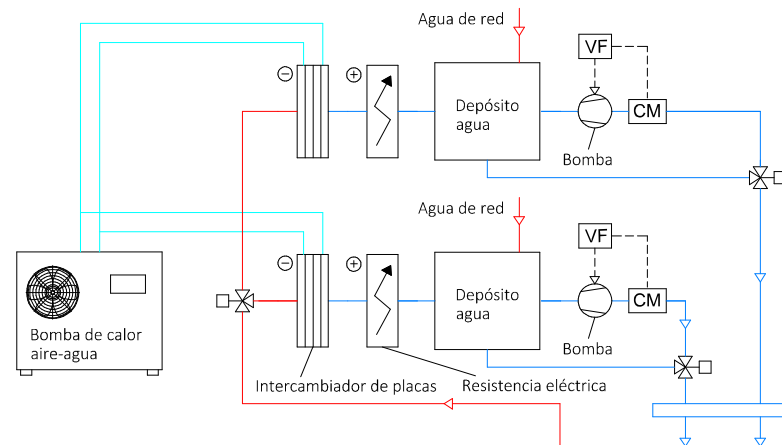


Figura 78: Esquema de modificación del grupo de producción de agua necesario para la validación de un modelo dinámico de VFA

- Este nuevo modelo dinámico del comportamiento de VFA se utilizaría en simulaciones de TRNSYS con pasos de tiempo, y de periodos de simulación mucho más reducidos, con el objetivo de estudiar los límites de actuación, ante diferentes situaciones de generación de carga latente en una zona. En las simulaciones realizadas en estado estacionario, se ha tomado como límite de actuación de las estrategias de control de condensación cuando $T_{rocio} > 15.5$ °C. Sin embargo, en función del comportamiento dinámico de la VFA, y del nivel de carga latente generada, este límite de actuación puede variar. Esta información podría ser de gran utilizada a la hora de definir la lógica de control de condensación en edificios.
- Por otro lado, se podrían ampliar el estudio en condiciones estacionarias, con el análisis de las prestaciones de instalaciones de VFA con dos enfriadoras. Este estudio debería de ir acompañado de un análisis de costes de ambas instalaciones, con el objetivo de determinar sus periodos de retorno de la inversión inicial. Las instalaciones de VFA con dos enfriadoras requieren de un mayor coste de inversión inicial, sin embargo, mejora razonablemente el COP de la enfriadora del circuito de VFA.

REFERENCIAS

- [1] International Energy Agency (IEA), *The Future of Cooling. Opportunities for energy-efficient air conditioning*, 2018.
- [2] Goetzler W., Guernsey M., Young J., Fuhrman J., Abdelaziz O. *The Future of Air Conditioning for Buildings*. U.S Department of Energy Efficiency and Renewable Energy, July 2016.
- [3] American Council for an Energy-efficient Economy (ACEEE), *Emerging Technologies Report, Active Chilled Beam Cooling with DOAS*, 2009.
- [4] Roth K, Dieckmann J, Zogg R, Brodick J. Chilled beam cooling, *ASHRAE J.* 49 (2007) 84.
- [5] Vastyan J, Ground C, Manheim P. Chilled beam basics, *HPAC Eng.* 83 (2011), 26-28, +42.
- [6] Ventura F. Comparative study of HVAC systems in hospitals: chilled beams and fan coils, *REHVA Journal*, pages 19-22, August 2013.
- [7] Devlin N. Validations of an active chilled beam design for a healthcare facility, pages 625-632, 2011.
- [8] Loudermilk K. The case of chilled beams in schools. *HPAC Heating, Piping, Air Conditioning Engineering*, 2016, 88(8):4-5.
- [9] Eurovent Market Intelligence. Chilled beams annual statistics 2018. <https://www.eurovent-marketintelligence.eu/>. Online, acceso 03 de marzo 2019.
- [10] Eurovent Market Intelligence. Fan coils units (FCU) annual statistics 2018. <https://www.eurovent-marketintelligence.eu/>. Online, acceso 03 de marzo 2019.
- [11] Eurovent Market Intelligence. HVACR market reports 2018 - official catalogue. <https://eurovent.eu/sites/default/files/files/2016%20%20Eurovent%20Market%20Intelligence%20Catalogue.pdf>. Online, acceso 03 de marzo 2019.
- [12] Woollet J. (ed.), Rimmer J. (ed.). *Active and Passive Beam Application Design Guide*. REHVA, 2015.
- [13] Chartered institution of Buildings Services Engineers, *Environmental Design: CIBSE Guide A*, 2006.
- [14] Chen C, Cai W, Wang Y, Lin C. Performance comparison of heat exchanger circuitry arrangement for an active chilled beams terminal unit. *Energy and Buildings* 79 (2014); 164-172.
- [15] Chen C, Cai W, Wang Y, Lin C. Further study on the heat exchanger circuitry arrangement for an active chilled beam terminal unit. *Energy and Buildings* 103 (2015); 352-364.
- [16] Youn B, Kim N. An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchanger having sinusoidal wave fins. *Heat and Mass Transfer* 43 (2007); 1249-1262.
- [17] Carvajal G, González JL, Coronas A. Caracterización térmica y modelado de una viga fría activa. VI Congreso Ibero-Americano de Ciencias y Tecnologías del Frío (CYTEF). Coimbra (Portugal), 3-6 Mayo, 2016.
- [18] Bezt F, McNeill J, Talbert B, Thimmanna H, Repka N. Issues arising from the use of chilled beams in energy models. Fifth National Conference of IBPSA-USA. Madison, Wisconsin. August 1-3, 2012.
- [19] Filipsson P, Trüschel A, Gräslund J, Dalenbäck J-O. A thermal model of an active chilled beam. *Energy and Buildings* 149 (2017); 83-90.
- [20] Laskowski RM. The concept of a new approximate relation for heat transfer effectiveness for a cross-flow heat exchanger with unmixed fluids. *J. power Technol.* 91 (2011); 93.
- [21] Rabehl RJ, Mitchell JW, Beckman WA. Parameter estimation and the use of catalog data in modeling heat exchangers and coils. *HVAC&R Res.* 5 (1999); 3-17.
- [22] Ji K, Cai W, Zhang X, Wu B, Ou X. Modeling and validation of an active chilled beam terminal unit. *Journal of Building Engineering* 22 (2019); 161-170.
- [23] Chen C, Cai W, Giridharan K, Wang Y. A hybrid dynamic modelling of active chilled beam terminal unit. *Applied Energy* 128 (2014); 133-143.
- [24] Morton B, Taylor G, Turner J. Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. *Proc Roy Soc Lond Ser A Math Phys Sci* 234 (1956); 1-23.
- [25] Enjalbert N, Galley D, Pierrot L. An entrainment model for the turbulent jet in a coflow. *C R Mec* 337 (2009); 639-44.
- [26] Wang H. *Jet interaction in a still or co-flowing environment*. Hong Kong: Hong Kong Univ. of

- Science and Technology; 2000.
- [27] Hodgson JE, Moawad AK, Rajaratman N. Concentration field of multiple circular turbulent jets. *J Hydraul Res* 37 (1999); 249-56.
- [28] Wang H, Davidson M. jet interaction in a still ambient fluid. *Hydraulic Eng* 129 (2003); 349-57.
- [29] Maccarini A, Hultmark G, Vorre A, Afshari A, Bergsoe N.C. Modelling of active chilled beam units with Modelica. *Building Simulation* (2015); 1-8.
- [30] Filipsson P, Trüschel A, Gräslund J, Dalenbäck J-O. Induction ratio of chilled beams - Measurements methods and influencing parameters. *Energy and Buildings* 129 (2016); 445-451.
- [31] Kosonen R., Tan F. A feasibility study of a ventilated beam system in the hot and humid climate: a case-study approach. *Building and Environment*, 40 (2005); 1164 – 1173
- [32] Y. W.; Toh K. C.; Ho H. K. Wahed, M. A.; Wong. Performance analysis of thermally regenerated desiccant system integrated with chilled beam for warm humid climate. *Asme international mechanical engineering congress and exposition, volume 5: Energy systems analysis, thermodynamics and sustainability; nanoengineering for energy; engineering to address climate change, parts a and b.* 2010.
- [33] Chilled Beam and Ceiling Association CBCA. *An Introduction to Chilled Beams and Ceilings.* CBCA, 2012.
- [34] TROX Technic. *Chilled Beam Design Guide.* TROX, 2009.
- [35] Environmental Design Solutions. *Technical Fact Sheet 2, EDSL TasEnergy Study. Summary findings.* Technical report, CBCA, July 2013. Disponible: <http://www.feta.co.uk/associations/hevac/specialist-groups/chilled-beams--ceiling-association>, acceso 05 de noviembre 2017.
- [36] Ian Highton. *A comparative study of active chilled beam and fan coil energy consumption.* Technical report, Environmental Design Solutions, July 2014. Disponible: <http://www.feta.co.uk/associations/hevac/specialist-groups/fan-coil-unit-group>, acceso 05 de noviembre 2017.
- [37] Klein SA, Duffie JA Beckman WA y otros, *Trnsys 16: A transient system simulation program. Multizone Building modelling with Type 56 and TRNBuild*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [38] Klein SA, Duffie JA Beckman WA y otros, *Trnsys 16: A transient system simulation program. Programmer's guide*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [39] *Trnsys*, <http://www.trnsys.com/tess-libraries/>, consultado el 2018.11.10.
- [40] Ventilación de edificios. Vigas frías. Ensayo y evaluación de las vigas frías activas. Norma une, AENOR - Asociación Española de Normalización y Certificación, Madrid, octubre 2008.
- [41] Jin G, Cai W, Wang W, Yao Y. A simple dynamic model of cooling coil unit. *Energy Convers. Manag.* 47 (2006); 2659-2672.
- [42] Ji J, Cai W, Zhang X, Wu B, Ou X. Modeling and validation of an active chilled beam terminal unit. *Journal of Building Engineering* 22 (2019) 161-170.
- [43] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. *VDI Heat Atlas, Chapter G1.* Springer-Verlag, 2010.
- [44] F.P. Incropera, A.S. Lavine, D.P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2011.
- [45] Schmidt T.E. Heat transfer calculations for extended surfaces. *Refriger. Eng*, 57 (1949); 351-357.
- [46] Norma ISO 5167-3, Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular section conduits running full.
- [47] *Madel Air Technical Diffusion*, <http://www.madel.com>, consultado el 2019.05.20.
- [48] Daikin. *Fan coil selection 5.0.* Disponible: <http://es.intpre.daikineurope.com/descarga-de-software-y-manuales/descargas-de-software/sistemas-hidronicos/index.jsp>
- [49] Hosni MH, Jones BW, Xu H. Total heat gain and split between radiant and convective heat gain from office and laboratory equipment in buildings, *ASHRAE Transaction* 104 (1A) (1998) 356-365.
- [50] Hosni MH, Jones BW, Xu H. Experimental result for heat gain and radiant convective split from equipment in buildings, *ASHRAE Transaction* 105 (2) (1999) 527-539.
- [51] Soler y Palau, <http://www.easyvent.solerpalau.com>, consultado el 2019.07.20.

