



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Caracterización Experimental de un Recuperador Rotativo Sensible

Autor:

Miguel Fierro, Eva

Tutor:

Velasco Gómez, Eloy

**Dpto. de INGENIERÍA ENERGÉTICA
Y FLUIDOMECÁNICA**

Valladolid, septiembre 2014



Resumen

La creciente preocupación por la conservación del medioambiente, la reducción del consumo energético y el ahorro económico, unido a la necesidad de un buen confort térmico en interiores exigido por la normativa vigente, han conllevado a la búsqueda de la eficiencia energética en edificios. Es decir, sistemas que permitan reducir el uso de energía y sus costes derivados, sin perder con ello calidad del ambiente esperada.

El presente trabajo se centra en la caracterización experimental de uno de los sistemas de recuperación energética más implantados actualmente, como son los recuperadores rotativos, que buscan minimizar la energía empleada en sistemas de ventilación.

Mediante ensayos experimentales con uno de estos recuperadores, se ha buscado conocer las evoluciones térmicas que sufren las corrientes a su paso por el recuperador, así como la eficacia de recuperación resultante. Para ello, se ha observado la influencia de parámetros como el caudal, la temperatura y la humedad de las corrientes, modificándolos a lo largo de los experimentos para obtener un amplio rango de condiciones de trabajo observadas y analizadas. El objetivo es caracterizar el funcionamiento de estos sistemas en las condiciones reales de operación en edificios.

Palabras clave:

Recuperador rotativo, ventilación, ahorro energía, eficacia de recuperación, caracterización experimental



Caracterización Experimental de un Recuperador Rotativo Sensible



Abstract

The increasing awareness of environment preservation, reduction of energy consumption and the economic savings, along with the thermal comfort regulations have greatly increased the research for energetic efficiency inside buildings. That is to say, research on systems that allow reduction in the energy consumption and its derivative costs, without losing the expected quality of the air is becoming important.

The present work focuses on the experimental characterization of one of the most implemented energy recovery systems, the regenerative heat wheel, which tries to minimize the energy used in ventilation systems.

By experimental testing with one of these energy economizers, the thermal changes suffered by the air currents as they go through the heat wheel, as well as the resultant recovery efficiency, have been studied for a better understanding. For achieving this, the influence of some parameters such as the flow, the temperature, and the humidity have been analyzed. Throughout the experiments, modification of these factors created a wide range of working conditions; the objective being to characterize the operation of these systems in the actual conditions that appear in buildings.

Keywords:

Energy recovery, regenerative heat wheel, ventilation, recovery efficiency, experimental characterization



Caracterización Experimental de un Recuperador Rotativo Sensible



Índice

OBJETIVOS	V
ANTECEDENTES	VII
CONTENIDOS	IX
MEMORIA	1
Capítulo I: Estado del Arte	3
I.1. Calidad del Ambiente Interior	5
I.1.1. Introducción	5
I.1.2. Definición de Calidad Interior	5
I.1.3. Repercusiones sobre las Personas	7
I.2. Confort Térmico	9
I.2.1. Introducción	9
I.2.2. Factores en el Diseño de Instalaciones	9
I.2.3. Bienestar Térmico	10
I.2.4. Parámetros de la Calidad Ambiental Térmica	12
I.3. Ventilación	13
I.3.1. Variables de la Ventilación	13
I.3.2. Sistemas de Ventilación	16
I.3.3. Normativa de Ventilación	21
I.4. Recuperación de Energía	23
I.4.1. Introducción	23
I.4.2. Recuperación de Calor	24
I.4.3. Clasificación de Aparatos	26



Capítulo II: Teoría	39
II.1. Criterios de Diseño	41
II.1.1. Eficacia de los Recuperadores	41
II.1.2. Pérdida de Carga	45
II.1.3. Instalaciones y Localización	46
II.1.4. Impacto Medioambiental	47
II.2 Recuperador Rotativo.	49
II.3 Psicrometría	53
II.3.1. Aire Húmedo	53
II.3.2. Humedad y Entalpía	54
II.3.3. Temperatura y Temperatura de Bulbo Húmedo	56
II.3.4. Diagramas Psicrométricos	58
II.3.5. Procesos de Acondicionamiento de Aire	63
Capítulo III: Análisis Experimental	69
III.1. Equipo Experimental	71
III.1.1. Recuperador Rotativo	71
III.1.2. Unidades de Tratamiento de Aire	72
III.1.3. Sistema de Distribución de Aire	74
III.1.4. Instrumentos para la Medición de Caudales	76
III.1.5. Sistema de Medición de Temperaturas y Humedades	78
III.2. Desarrollo de los Experimentos	79
III.2.1. Configuración del Equipo Experimental	79
III.2.2. Calibración de las Placas Oficio.	79
III.1.3. Calibración de Los Sensores de Temperatura y Humedad	87
III.1.4. Experimentos Realizados. Toma de Datos	94
III.1.5. Tratamiento de los Datos	99



Capítulo IV: Cálculos e Interpretación de Resultados	101
IV.1. Introducción	103
IV.1.1. Humedad Específica	103
IV.1.2. Caudal	104
IV.1.3. Eficacia	105
IV.2. Día 1 de Experimentación	106
IV.2.1. Evolución del Ensayo	106
IV.2.2. Zona 1	109
IV.2.3. Zona 2	113
IV.2.4. Zona 3	117
IV.2.5. Zona 4	121
IV.2.6. Zona 5	125
IV.2.7. Zona 6	129
IV.2.8. Análisis Global de los Ensayos del Día 1	133
IV.3. Día 2 de Experimentación	137
IV.3.1. Evolución del Ensayo	137
IV.3.2. Zona 1	141
IV.3.3. Zona 2	144
IV.3.4. Zona 3	146
IV.3.5. Zona 4	148
IV.3.6. Zona 5	150
IV.4. Día 3 de Experimentación	151
IV.4.1. Evolución del Ensayo	151
IV.4.2. Zona 1	154
IV.4.3. Zona 2	156
IV.4.4. Zona 3	158
IV.4.5. Zona 4	160
IV.4.6. Zona 5	162



IV.5. Día 4 de Experimentación	164
IV.5.1. Evolución del Ensayo	164
IV.5.2. Zona 1	167
IV.5.3. Zona 2	170
IV.5.4. Zona 3	172
IV.6. Análisis de la Geometría del Recuperador y su Influencia	174
IV.6.1. Análisis de los Sentidos de Giro	175
IV.7. Comparación de Eficacias	178
IV.7.1. Dependiendo de las Temperaturas y Humedades Específicas	178
IV.7.2. Dependiendo de los Caudales	181
Capítulo V: Conclusiones	183
BIBLIOGRAFÍA	189



Objetivos

El objetivo de este Trabajo Fin de Grado, como ya anticipa su título, es la caracterización por medio de medidas experimentales, de un recuperador rotativo, de manera que se pueda comparar su funcionamiento bajo diferentes condiciones de trabajo. Dichas condiciones estarán asociadas a los equipos instalados en las unidades de tratamiento de aire de los edificios operando en condiciones reales, donde, entre otras, se han podido modificar los caudales por los sistemas de control, o el sentido de giro debido a operaciones de mantenimiento.

Se analizará la evolución de las temperaturas y humedades que adquieren las corrientes de aire a su paso por el recuperador. Se podrán además estudiar las eficacias de recuperación obtenidas para cada caso, de manera que se obtenga un resultado real, experimental para cada modo de funcionamiento que se podrá comparar con la eficacia teórica de este tipo de recuperadores.

Se realizarán todos los experimentos sobre un mismo recuperador pero con la pretensión de poder extender los resultados que se obtengan a los recuperadores rotativos de similares características, instalados actualmente en numerosas edificaciones.





Antecedentes

Previamente a la realización de este Trabajo Fin de Grado, el grupo de Termotecnia de la Universidad de Valladolid ha realizado un extenso trabajo sobre el estudio de las prestaciones requeridas en la climatización de espacios, y en particular sobre alternativas de climatización de bajo consumo energético. Algunos de los trabajos precedentes al presente son los mostrados a continuación:

Trabajo de tesis doctoral del Dr. Don Julio San José Alonso titulado “Estudio energético de un Refrigerador Evaporativo Indirecto con Recuperación de Energía en Sistemas de Aire Acondicionado”, y presentado en el año 1994.

El trabajo de tesis doctoral con título: “Estudio Energético y Desarrollo de un Recuperador Tipo Heat Pipes (Tubos de Calor) para Climatización” fue presentado por el investigador Eloy Velasco Gómez en el año 1998.

Otros trabajos doctorales sobre el tema son: “Recuperación de Energía en Sistemas de Climatización Mediante Sistema Mixto Evaporativo Indirecto y Tubos de Calor”, realizado por el doctor ingeniero industrial Mario Álvarez-Guerra Plasencia, también presentado en el año 1998; “Recuperación de Energía en Instalaciones de Acondicionamiento de Aire Mediante Sistemas Evaporativos con Tubos Cerámicos”, la cual fue presentada por el Doctor Ingeniero Industrial Mario Javier Molina Leyva en el año 2002.

Además de los trabajos anteriores, en donde interviene la refrigeración evaporativa y la recuperación de energía, se han desarrollado en el seno del grupo de Termotecnia de la Universidad de Valladolid otros proyectos orientados al estudio de los requerimientos de Calidad de los Ambientes Interiores y de Eficiencia Energética en edificios.

Finalmente, en cuanto a los recuperadores rotativos sensibles, se encuentra el proyecto fin de carrera de Pablo Lozano Santamaría en 2014, si bien este se centraba en los aspectos económicos y ambientales de los recuperadores rotativos.





Contenidos

Se describe brevemente a continuación el contenido de cada uno de los capítulos que conforman la memoria de este trabajo.

Capítulo I: Estado del arte

En este capítulo se describe la situación energética actual que incentiva el interés del trabajo. En primer lugar se trata la problemática derivada de la necesidad de una buena calidad interior del ambiente en locales. A continuación se define el confort térmico, qué es y cómo se cuantifica. Se sigue explicando brevemente el tema de ventilación en locales. Por último se hace un resumen de las técnicas más destacadas destinadas a la recuperación de energía en los edificios.

Capítulo II: Teoría

En el segundo capítulo se explican primeramente los criterios en los que se basa el diseño de un sistema de recuperación de energía, haciendo especial hincapié en el cálculo de la eficacia de los recuperadores. Se describen más en detalle los recuperadores rotativos, por ser este el tema que ocupa este trabajo. El capítulo finaliza dando unas nociones de psicrometría que ayuden en la comprensión de los cálculos posteriores.

Capítulo III: Análisis experimental

Desarrolla la descripción del montaje experimental llevado a cabo para estimar la eficiencia de un recuperador de calor rotativo. Se analizan los elementos utilizados, aparatos de medida y el procedimiento llevado a cabo para la realización de las mediciones. Por último se recogen los datos obtenidos y las estimaciones de eficiencia calculadas.



Capítulo IV: Cálculos e interpretación de resultados

Expone y detalla los resultados que se obtienen a partir de los ensayos experimentales, siguiendo un orden cronológico en cuanto a la explicación de los días de ensayos. Al mismo tiempo, se analiza el significado y las consecuencias de los resultados que se obtienen a lo largo del desarrollo de los ensayos y su posterior tratamiento.

Capítulo V: Conclusiones

Finalmente, este capítulo sintetiza los puntos más importantes que se han extraído a lo largo de los apartados anteriores, que son las conclusiones del desarrollo de este Trabajo Fin de Grado.

MEMORIA

Capítulo I:

ESTADO DEL ARTE

Este trabajo comenzará explicando la situación actual de algunos de los aspectos que incumben a los recuperadores rotativos sensibles.

Se desarrollarán los próximos epígrafes temas referentes a la calidad del aire interior en edificios, el confort térmico, la ventilación y la recuperación de energía, de manera que pueda adquirir una idea general del contexto social, económico, energético y tecnológico que rodea al tema que nos ocupa.





I.1. CALIDAD DEL AMBIENTE INTERIOR

I.1.1. INTRODUCCIÓN

Como consecuencia de los cambios sociales ocurridos durante la segunda mitad del siglo XIX y durante todo el siglo XX, se inició una migración interior en los países, que tuvo como consecuencia el abandono de los modos de vida rurales.

Este cambio, ha hecho que la sociedad actual sea fundamentalmente urbana. En la actualidad, aproximadamente entre el 70% y el 80% de la población vive en núcleos urbanos de tamaño medio o grande. Por otra parte, se acepta que el ciudadano medio urbano pasa más del 90% de su tiempo en espacios interiores.

Sin embargo, aun cuando existe una preocupación creciente en cuanto a los temas del medioambiente, poco se ha avanzado en la regulación de las condiciones ambientales en espacios interiores, a pesar de ser un problema que afecta a miles de personas en todo el mundo.

La O.M.S. (Organización Mundial de la Salud) ha llegado a definir el 'Síndrome del Edificio Enfermo' (S.E.E.) o 'Sick Building Syndrome' (S.B.S.). Este síndrome se define como un conjunto de molestias (sequedad de piel y mucosas, escozor de ojos, cefalea, astenia, falta de concentración y de rendimiento laboral, entre otras) o enfermedades, que aparecen durante la estancia en el interior del edificio afectado y desaparecen después de su abandono. Esta circunstancia ha de darse, al menos, en un 20% de los usuarios.

Este síndrome se ha establecido como un valor convenido y aceptado universalmente. Por eso se ha de contemplar con rigor en los planteamientos sindicales o de prevención de riesgos, y se deben establecer y exigir planes de prevención o de corrección eficaz.

I.1.2. DEFINICIÓN DE CALIDAD DEL AMBIENTE INTERIOR (IEQ)

La calidad ambiental en edificios es perturbada de forma constante por la interacción de agentes físicos (como la temperatura, el viento, la radiación solar, ruidos, etc.), químicos (como sustancias y/o compuestos orgánicos e inorgánicos) y biológicos,



produciendo diversos efectos y consecuencias sobre las personas, el medio físico-natural y los edificios. Asimismo, los elevados índices de contaminación ambiental son una amenaza constante, pues deteriora el medio ambiente hasta convertirlo en no apto para el desarrollo de ciertas actividades y pone en peligro la vida de las personas y de los seres vivos en general.

El estudio de las posibles soluciones a este problema ha dado lugar a un nuevo campo de conocimiento denominado Calidad de ambientes Interiores o IEQ (Indoor Environmental Quality).

La calidad ambiental interior IEQ se puede definir como: *Las propiedades físicas, químicas, y biológicas que el ambiente interior debe tener para no causar o agravar enfermedades en los ocupantes de los edificios y para asegurar un alto nivel de confort de los ocupantes del edificio en las actividades propias del uso para las que el edificio ha sido diseñado [1, Rey, Velasco, 2007].*

De la definición anterior se deduce que edificios con diferente uso de actividades pueden tener diferentes niveles de IEQ.

Al mismo tiempo, la población de ocupantes de un edificio puede variar en su tipo (diferente edad o sexo), densidad de ocupación (alta o baja), estado de salud (sanos o enfermos), predisposición genética y biológica a enfermarse (personas hipersensibles, alérgicas o asmáticas). Es entonces imposible definir un único criterio absoluto que satisfaga a la totalidad de los ocupantes para todos los edificios. Por tanto, los valores de los niveles propuestos tienen que ser tomados con precaución y considerados como aplicables sólo bajo las condiciones y limitaciones mencionadas para cada uno de ellos.

Se ha visto, por tanto, que uno de los principales propósitos de los edificios, además de la seguridad estructural, es garantizar la salud y un ambiente confortable para las personas que lo habitan y/o utilizan mediante diferentes actividades.

Sin embargo, no solo se ha de considerar esto. Se han de buscar edificios sostenibles, para lo que se requiere que estos no emitan excesivos gases contaminantes o causen riesgos innecesarios al medioambiente. Para ello es completamente indispensable el uso eficiente de la energía, así como el empleo de energías renovables.



I.1.3. REPERCUSIONES SOBRE LAS PERSONAS

El significado de la calidad del ambiente interior IEQ para conseguir un elevado grado de salud y confort dentro de los edificios, ha sido desarrollado recientemente. Debido al elevado tiempo que las personas pasan actualmente dentro de espacios interiores (más del 90% como se mencionaba anteriormente), desde el punto de vista de salud, el IEQ es, incluso, más importante que la calidad del aire exterior.

Una buena IEQ reduce el número de enfermedades y los síntomas debidos al síndrome del edificio enfermo SBS. Además, mejora el confort y la productividad. Un buen IEQ es uno de los objetivos más importantes en el diseño, construcción y mantenimiento de los edificios.

El IEQ está afectado por los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, materiales de construcción, operación y mantenimiento del edificio, un buen IEQ requiere tener en consideración estos aspectos durante todas las etapas: diseño, construcción y uso del edificio. Algunos de los problemas de IEQ pueden originarse desde el mismo edificio, causados por la acción de los ocupantes, o también pueden ser causados por la forma de operación, uso y mantenimiento del edificio.

El análisis de una buena calidad del aire interior, conlleva un estudio en profundidad sabiendo, que en muchos casos, los contaminantes solo podrán ser detectados con equipos específicos. Se pueden poner como ejemplo el gas radón, VOC's (Compuestos Orgánicos Volátiles), gases de combustión diversos, etc.

En la última década, ha habido un significativo incremento en las inquietudes sociales sobre consultas relativas a la calidad de ambientes interiores en edificios (IEQ). En 1980, las auditorías destinadas a evaluar ambientes interiores de oficina, sólo representaban el 8% del total de auditorías ambientales para investigaciones. En 1990, el porcentaje se elevaba ya al 38% del total. Desde 1990, las auditorías IEQ han sido el 52% de todas las referidas a estudios medioambientales [W-1, Centers for Disease Control and Prevention CDC, USA]. Los investigadores han encontrado problemas de IEQ causados por deficiencias en los sistemas de ventilación, mobiliario y elemento de decoración, gases emitidos por materiales en la oficina y equipo mecánico, humo de tabaco, contaminación microbiológica, y contaminación en el aire exterior.



También se han encontrado problemas de confort térmico debido a desequilibrios de temperatura y humedad relativa, iluminación pobre, niveles inaceptables de ruido, así como condiciones ergonómicas adversas, y estrés laboral.

Una gran cantidad de síntomas y problemas pueden ser fácilmente evitados si se toman las medidas adecuadas, bien sea realizando una auditoría IEQ y solucionando los problemas encontrados con ayuda profesional, o bien realizando un buen diseño desde la fase de proyecto. Esto evitaría la aparición de dichos problemas de calidad ambiental interior y las consecuencias mencionadas sobre las personas que de ello pueden derivar.

Por tanto, se puede realizar un estudio IEQ de edificios del modo siguiente:

- En los edificios ya construidos, el modo de asegurar la calidad del ambiente interior es someter a una auditoría de IEQ. Ésta indicará cuales son los posibles problemas a los que hay que enfrentarse y qué posibles modos de actuación, control y erradicación de los mismos se pueden aplicar.
- En los nuevos edificios, la investigación abarca el diseño y construcción del edificio y sus elementos auxiliares; así como la revisión del producto final, orientados a la obtención del Certificado de Calidad Ambiental Interior.

Proporcionar un lugar con una adecuada calidad de aire interior es muy importante para la salud y el confort de los ocupantes, permitiendo mejorar su rendimiento y productividad. Lograrlo, requiere que importantes aspectos del IEQ estén controlados y dentro de unos límites aceptables, lo cual inevitablemente, redundará en un gasto extra de energía y quizás de otros recursos.

El propósito de los proyectos energéticos en edificios, es reducir el consumo de energías sin reducir a su vez los niveles de confort adecuados según las normas de IEQ.

En definitiva, hay que cumplir con los requisitos de rentabilidad económica, calidad de ambiente interior y una adecuada eficiencia energética que asegure un adecuado ambiente exterior.



I.2. CONFORT TÉRMICO

I.2.1. INTRODUCCIÓN

Actualmente, una de las disciplinas que más éxito están teniendo es la ciencia de la ergonomía, que estudia las sensaciones que poseen las personas en los diferentes medios donde se pueden encontrar. Por ejemplo los colores con los que se pinta una pared, los niveles acústicos o de iluminación, determinan el grado de aceptación de las personas al medio donde se desarrolla su actividad.

Todos estos factores no solo se desarrollan pensando en el grado de confort de las personas, sino que a menudo permiten encontrar cuales son las condiciones más adecuados para que su actividad se desarrolle mejor, y resulte más rentable. No se realiza ni cuantitativa ni cualitativamente el mismo trabajo en un ambiente sin iluminación, o con mucho nivel de ruido, que en un ambiente silencioso con iluminación adecuada.

I.2.2. FACTORES EN EL DISEÑO DE INSTALACIONES

Al diseñar sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, para el confort de las personas o en condiciones aptas para la salud humana, es esencial comprender sus principios fisiológicos. Conociendo estos principios, un ingeniero puede desarrollar criterios y normas para la ocupación. Cuando las explicaciones físicas, fisiológicas y psicológicas resulten inadecuadas, la evidencia experimental y directa sobre el terreno tiene que proporcionar respuestas prácticas.

La finalidad de las instalaciones de aire acondicionado es mantener las condiciones ambientales interiores más satisfactorias para la permanencia de las personas en los locales; para ello los sistemas de climatización deben controlar todas las variables que intervienen en el confort, como son la temperatura, la humedad relativa, la velocidad del aire, el ruido o la pureza del aire.

De todas las variables mencionadas que intervienen en el confort, de una u otra manera van a afectar sobre las condiciones donde se desarrolla la actividad humana, si bien las tres variables primeras se relacionan directamente con el confort térmico.



El ruido no es un parámetro de control de la instalación, sino que, junto con la iluminación, que es otro factor que influye en el confort humano y que no puede ser controlado con el sistema de climatización, son parámetros relacionados con las instalaciones de acondicionamiento de aire. Uno de los principales focos de ruido en un edificio son las unidades de climatización, que contienen compresores, ventiladores, bombas de circulación, etc., siendo este uno de los factores que determinan la calidad de las máquinas “el nivel de decibelios de la máquina”. Por otra parte, las cargas de iluminación son elementos térmicos que hay que considerar en el diseño de cualquier instalación.

Finalmente, la pureza del aire, depende fundamentalmente de las aportaciones de aire nuevo (renovaciones) siendo controlada por los sistemas de ventilación. No es posible lograr un buen sistema de climatización si no se obtiene una correcta ventilación de los locales. Los equipos de filtración también contribuyen a la mejora de este aspecto.

I.2.3. BIENESTAR TÉRMICO

El bienestar térmico se define como la “condición de la mente” que expresa satisfacción con el ambiente térmico. Se puede hacer un análisis del cuerpo humano como si fuera una máquina térmica que consume energía en forma de alimentos mediante un proceso de combustión lenta. Esto le permite mantener una temperatura interna constante próxima a 37°C, y desarrollar un trabajo mediante actividades voluntarias (movimiento, esfuerzo físico, etc.) e involuntarias (respiración, impulsos del corazón, circulación de la sangre, etc.).

El rendimiento medio de transformación de esa energía en trabajo es muy bajo, por lo que la mayor parte de la energía generada se disipa en forma de calor. Si el balance de energía entre generada, utilizada para producir trabajo y disipada en forma de calor coinciden, la persona se encuentra en situación de neutralidad térmica, y su sensación térmica es de confort. Si por el contrario el trabajo y el calor disipado son superiores o inferiores a la generación, aparecerán las sensaciones de frío o calor, consecuencia del desequilibrio en el balance energético.



El intercambio de calor con el entorno puede clasificarse atendiendo a diferentes mecanismos, como convección natural y difusión de vapor a través de la piel, intercambio de energía radiante con la superficie del entorno, calor latente y sensible por la respiración y finalmente para alguna situación específica, conducción por los sólidos con los que se está en contacto.

La energía disipada, y por tanto la sensación térmica, depende de la temperatura superficial de la piel, y su valor adecuado para tener una sensación térmica agradable depende de la actividad metabólica de la persona. La variación del contenido energético de las personas, puede realizarse a través del balance de intercambio con su entorno. Cuando el balance energético del cuerpo produce una variación de energía interna nula, el cuerpo mantiene constante la energía interna. Cuando la variación de energía interna es positiva o negativa, el cuerpo reacciona de forma involuntaria y pone en marcha una serie de mecanismos que tienden a compensar la variación.

Así, cuando aparece un aumento en el contenido de energía, se produce una vasodilatación, aumenta la velocidad de la sangre para transportar más rápidamente el calor hasta la superficie corporal (piel) y aparece la sudoración. La evaporación del sudor disipa calor desde la superficie corporal. Por el contrario, cuando hay que reducir las pérdidas de calor, se produce una vasoconstricción que reduce el flujo sanguíneo, hay una contracción de músculos y piel y aparecen escalofríos que son capaces de generar hasta 6 veces el calor generado por un cuerpo en reposo.

El índice de confort térmico depende de las variables que afectan a la generación de energía y al intercambio de calor de la persona con el entorno que le rodea. El confort térmico dependerá por tanto de las variables de la ecuación siguiente:

$$\text{Confort} = f(\text{MET}, \text{CLO}, v_{\text{aire}}, T_{\text{seca}}, \%HR, \bar{T}_{\text{radiante}}) \quad (\text{E-I.1})$$

Siendo:	MET	El índice de metabolismo.
	CLO	El índice de vestimenta.
	v_{aire}	La velocidad del aire.
	% HR	Porcentaje de humedad relativa.
	T_{seca}	Temperatura seca del aire.
	$\bar{T}_{\text{radiante}}$	Temperatura media radiante.



I.2.4. PARÁMETROS DE LA CALIDAD AMBIENTAL TÉRMICA

Las medidas del confort térmico deben estar realizadas dentro de la zona ocupada, definida según se encuentran las personas de pie o sentadas. Todos los parámetros presentados deben ser contemplados durante el diseño del edificio y de las instalaciones, de manera que se puedan determinar los índices de confort, que determinan la calidad del sistema. Para conseguir esto, hay que conocer cuáles van a ser las variables que afectan sobre el confort térmico, y que serán aquellas que intervienen en el balance energético que se puede realizar al cuerpo humano.

Los parámetros que regulan los intercambios térmicos entre el cuerpo humano y el ambiente son [2, Rey, Velasco, 2006]:

- Parámetros del ambiente:
 - Temperatura seca del aire.
 - Presión parcial del vapor de agua (humedad del aire).
 - Velocidad del aire.
 - Temperatura radiante media de los cerramientos.
- Parámetros del cuerpo humano:
 - Calor generado; diferencia entre la actividad metabólica y el trabajo generado.
 - Temperatura y superficie de la piel.
 - Humedad de la piel debida a la difusión de agua desde los tejidos interiores.
 - Porcentaje de superficie de piel mojada por el sudor.
- Parámetros de la vestimenta:
 - Resistencia térmica.
 - Resistencia al paso del vapor de agua.
 - Temperatura superficial.
 - Factor de aumento de la superficie del cuerpo desnudo.
 - Emisividad de la superficie exterior.



I.3. VENTILACIÓN

Ventilar es *renovar y extraer el aire interior de un recinto y sustituirlo por aire nuevo del exterior a fin de evitar su enrarecimiento, eliminando el calor, el polvo, el vapor, los olores y cuanto elemento perjudicial o impurezas contenga el aire ambiental encerrado dentro del local [1, Rey, Velasco, 2007].*

De no llevarse a cabo esta renovación del aire interior, la respiración de los seres vivos que ocupan el local sería dificultosa y molesta, siendo un obstáculo para desarrollar la actividad para la que está destinado el local. Por tanto una correcta ventilación es muy importante en todo lo referente a instalaciones de acondicionamiento de aire.

I.3.1. VARIABLES DE LA VENTILACIÓN

Existen determinadas variables que caracterizan la ventilación como son:

- Las renovaciones de aire.
- El caudal de aire.
- La edad del aire.
- La eficacia de la ventilación.

Renovaciones o cambios de aire

La cantidad de aire necesaria para efectuar una ventilación adecuada del local puede depender de muchos factores, entre los cuales se encuentran:

- Dimensiones y características del local.
- Actividad a que está destinado.
- Calor a disipar o carga térmica.

Se puede definir la renovación de aire de un local, como la cantidad de aire necesaria para renovar por completo el aire que ocupa el volumen de dicho local.



Normalmente en todos los casos, cuando se utiliza el concepto de las necesidades de ventilación de un local, se hace referencia al número de renovaciones del aire por hora.

El aire exterior mínimo de ventilación introducido en los locales se empleará para mantener estos en sobrepresión con respecto a:

- a) Los locales de servicio o similares, para que se cree un flujo de aire desde los primeros a los segundos que evite la penetración de olores en los espacios normalmente ocupados por las personas.
- b) El exterior, de tal forma que se eviten infiltraciones, que produce entrada de polvo y corrientes de aire incontroladas.

El aire exterior es filtrado y tratado térmicamente antes de su introducción en los locales. El análisis de las características físicas del aire del entorno del edificio determinará los tratamientos a los que ha de someterse antes de su introducción en los locales.

Su grado de contaminación afectará a la selección del sistema de filtrado a emplear. La posible existencia de diversas calidades de aire, tanto térmicas como contaminantes, en el entorno del edificio hace necesaria la correcta ubicación de las tomas de aire exterior, teniendo en cuenta los vientos dominantes y las zonas de aire con calidad diferenciada por insolación o contaminación. Se deberá buscar la zona en la que el aire posea unas características más propicias según las necesidades en cada caso del aire que se desee impulsar al local.

Caudal de aire

El caudal de aire es otra de las variables que se utilizan para caracterizar la ventilación. Se define el caudal como la velocidad del aire multiplicada por el área de la sección del conducto. Esta variable es una de las más utilizadas en la normativa para establecer los niveles de ventilación.

Además será una de las variables más importantes a la hora de elegir un sistema de ventilación u otro.



Edad del aire

La edad del aire de un local es una medida del tiempo que ha permanecido dicho aire en el local. El aire “más joven” se encuentra en el lugar por donde el aire exterior entra en el recinto.

La edad del aire media de la habitación es un número que cuantifica el rendimiento de un sistema de ventilación. Este número tiene en cuenta la cantidad de aire de ventilación suministrado a la habitación y la eficacia con la que se distribuye por ella. La edad media del aire se mide en el conducto de extracción. Esta medida de la edad del aire se lleva a cabo mediante el uso de gases trazadores.

Efectividad de la ventilación

La calidad del aire puede ser diferente en diferentes partes de un recinto ventilado, sin embargo, lo que realmente importa para los ocupantes es la calidad del aire en la zona ocupada. La eficiencia de la ventilación, junto con la eficacia de la temperatura, es una de las principales características del sistema de distribución de aire en un recinto y tiene un impacto importante sobre las necesidades de ventilación.

La efectividad de la ventilación dependerá de la distribución del aire y de la localización de las fuentes de contaminación en el espacio. Por ello, puede tener diferentes valores para diferentes contaminantes.



I.3.2. SISTEMAS DE VENTILACIÓN

Se analizarán ahora los diferentes sistemas que pueden ser utilizados y las características específicas que tienen en cuanto a la eficacia.

La eficacia de ventilación depende de los siguientes factores:

1. Del sistema de difusión de aire empleado
2. De la localización de las fuentes de contaminación
3. De la situación y características de las unidades de impulsión y retorno de aire
4. De la diferencia de temperatura entre aire impulsado y aire del ambiente y del caudal de aire impulsado.

Se pueden distinguir dos tipos de ventilación:

a) Ventilación por mezcla:

En este tipo de ventilación, la zona de impulsión está generalmente por encima de la zona ocupada. Las mejores condiciones se alcanzan cuando la mezcla es tan perfecta que las dos zonas se transforman en una. La eficacia de ventilación puede incluso alcanzar la unidad.

b) Ventilación por desplazamiento:

En este tipo de ventilación existe una zona de impulsión del aire, que es la zona ocupada por las personas, y una zona de extracción situada encima de la de impulsión. Las mejores condiciones se dan cuando existe una mínima mezcla entre las zonas de impulsión y de extracción. La eficacia de ventilación puede alcanzar en teoría el valor infinito.

Los sistemas de climatización, y por consiguiente el subsistema de ventilación de los mismos, pueden clasificarse siguiendo distintos criterios. Un primer criterio consiste en clasificar estos sistemas en individuales y colectivos. Este es el criterio que establece la reglamentación vigente en España. Por otro lado podemos clasificar dichos sistemas por la forma en la que se lleva a cabo la ventilación, esto es por extracción, impulsión o bien extracción e impulsión reunidas en una misma instalación.



Otro criterio de clasificación puede hacerse atendiendo a si el medio que facilita la ventilación es espontáneo por la acción combinada del viento y como consecuencia de la diferencia de temperaturas, o si bien es un medio mecánico. Se habla entonces de ventilación natural o mecánica. También se pueden clasificar los sistemas de climatización según el caudal de aire que emplean, ya sea éste constante o variable.

Dependiendo de la naturaleza del local a ventilar el uso de unos sistemas u otros será más recomendable. Por otro lado se debe tener en cuenta las implicaciones energéticas de las distintas formas de ventilar.

Como ya se ha indicado, la ventilación se puede realizar mediante:

- Extracción del aire del local.
- Impulsión de aire exterior limpio dentro del local.
- Extracción e impulsión combinadas.

El método más empleado es el de extracción de aire que consiste en disponer una serie de ventiladores en modo de extracción, en determinados lugares que aseguren el barrido por el aire exterior del local. Los ventiladores aspiran el aire interior con la carga contaminante y lo expulsa al exterior. Para que existan estas corrientes de circulación de aire es necesario que haya huecos por los que pueda entrar el aire del exterior limpio [3, Carnicer, 1994].

Existen diferentes configuraciones de flujo en función de donde se encuentre el acceso de aire exterior y el ventilador de extracción (ver figura I.1).

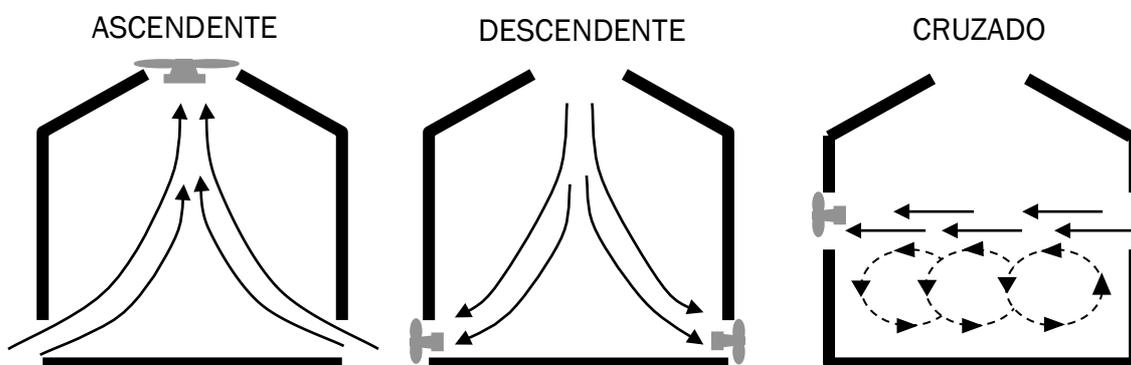


Figura I.1: Sistema de extracción de aire



En el método por impulsión de aire, los ventiladores impulsan el aire exterior hacia el interior del recinto, creando una sobrepresión dentro del local que obliga a la salida del aire viciado por las aberturas, rendijas, rejillas específicas, etc. Este sistema impide que penetre aire del exterior incontrolado, pudiendo, por ejemplo, tratar el aire por filtración evitando la entrada de partículas o tratarlo higrotérmicamente. Este sistema permite controlar el flujo y la distribución del aire en diferentes locales según la demanda de los mismos. En la figura I.2. se muestra esta configuración.

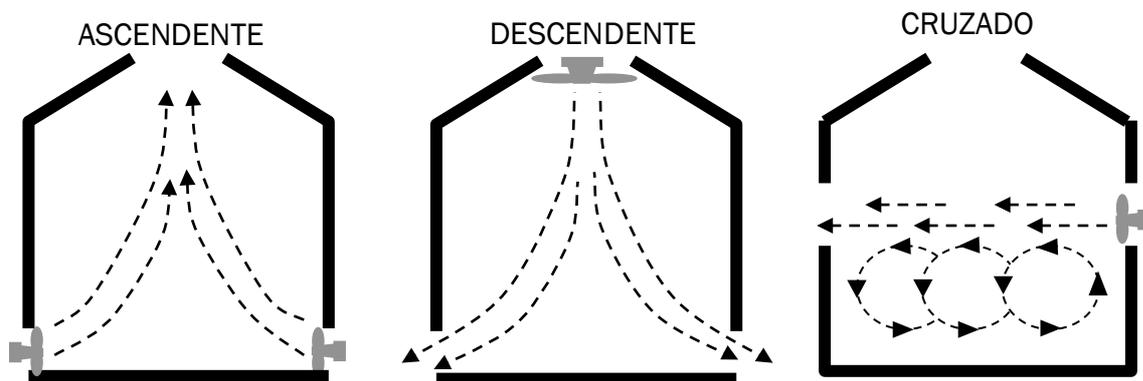


Figura I.2: Sistema de impulsión de aire

El último sistema es el de extracción-impulsión, que combina las dos técnicas anteriores, permitiendo así realizar un estudio de las zonas de impulsión y retornos del aire, según la geometría del local, asegurando una distribución adecuada del aire limpio y una eficacia alta de ventilación. Se usan ventiladores para impulsar el aire limpio y para extraer el aire viciado. Habrá zonas en depresión próximas a los extractores de aire y otras en sobrepresión próximas a los ventiladores en configuración como impulsores. Dos esquemas de las líneas de flujo que puede aparecer en este sistema se presentan en la figura I.3.

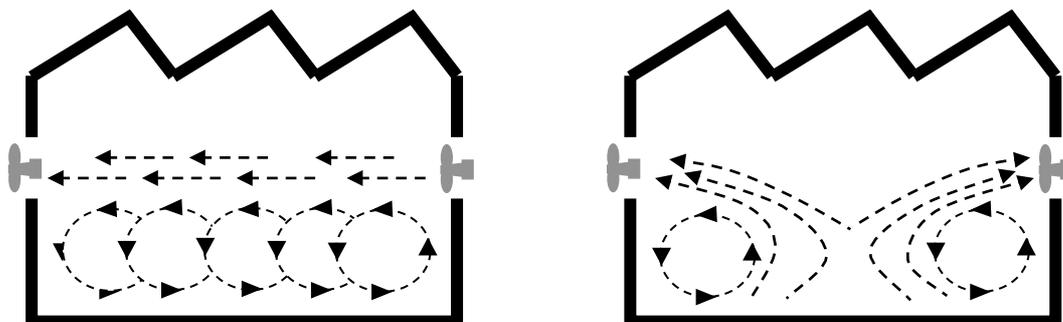


Figura I.3: Sistema de extracción-impulsión de aire



Las posibles técnicas de regulación son:

- La ventilación natural.
- La ventilación mecánica.

Se explican brevemente a continuación ambos tipos de regulación.

Ventilación natural

La ventilación natural se produce cuando la renovación de aire de un local se efectúa aprovechando las características naturales del aire, lo que hace que la renovación de aire varíe según la velocidad del viento y la diferencia de temperatura. También forman parte de la ventilación natural las filtraciones de aire a través de las paredes de los edificios [3, *Carnicer, 1994*]. Se pueden establecer como factores básicos de la ventilación natural los siguientes:

- Diferencia de altura.
- Diferencia de temperaturas exterior e interior.
- Diferencia de presión.
- Acción del viento.
- Carga térmica.

No obstante el comportamiento de cada uno de los factores considerados produce diversos efectos, y esos factores no tienen por qué ser independientes entre sí. Las diferencias de presión, bien por la acción del viento, la diferencia de temperaturas, etc., son la razón de que se acelere la circulación del aire provocando la aireación del recinto que tratamos de ventilar.

Ventilación mecánica

Cuando la ventilación natural no es posible o es insuficiente se utiliza la ventilación mecánica, utilizando ventiladores y/o extractores que permiten tener la renovación necesaria del aire del interior de un recinto cerrado. La ventilación mecánica puede realizarse individualmente o utilizando una red de conductos para una instalación colectiva. Se pueden distinguir tres tipos de ventilación mecánica:



- La ventilación mecánica controlada, mediante extracción del aire. Presenta una gran estabilidad de caudal a través de las bocas de entrada y de salida del aire. El local se encuentra en depresión y el caudal se regula a través de un sistema de compuertas.
- La ventilación mecánica regulada higrométricamente. Los caudales extraídos varían con la humedad relativa, siendo el sistema de aire exterior el único encargado de controlar la humedad relativa del aire en el interior. Este sistema, si la humedad relativa es adecuada, permite reducir los caudales de ventilación, reduciendo así las pérdidas energéticas por renovaciones de aire.
- La ventilación mecánica controlada de doble flujo. Es la técnica que mejor reduce las pérdidas energéticas por ventilación en las viviendas, pero presenta un alto coste de instalación al necesitar dos ventiladores (impulsión y extracción). La reducción de las pérdidas es debida al uso de un recuperador de calor.

Ventilación con los sistemas de climatización

Los sistemas de ventilación analizados suelen formar parte de una instalación más general denominada de climatización. La clasificación de estos sistemas, cuando se analiza el caudal de aire que circula, se hace según sea constante o variable.

- Sistema de caudal constante. Se utiliza en instalaciones de climatización de locales que posean una carga térmica prácticamente constante. Utilizando un control de temperatura variable del aire, permite que todo el caudal de aire sea enfriado o calentado en un climatizador, en un grado tal que sea capaz de satisfacer las exigencias de la zona cuya carga térmica de refrigeración o calefacción sea máxima.
- Sistema de caudal variable. Regula las condiciones térmicas del local variando el caudal de aire frío que se introduce, manteniendo la temperatura del mismo constante. Cuando la carga térmica disminuye, el aire impulsado entra a la misma temperatura, pero con un caudal menor. La regulación del caudal se realiza utilizando compuertas reguladas automáticamente en función de la temperatura de consigna del local, controlada mediante un termostato.



I.3.3. NORMATIVA DE VENTILACIÓN

I.3.3.1. LA NORMA AMERICANA: ASHRAE 62-2004

Este estándar de ventilación y de aplicación en los Estados Unidos fue aprobado en 2004 por el comité de ASHRAE, y su denominación genérica es Ventilación para una Calidad del Aire Interior Aceptable (Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality).

La calidad del aire interior es una función que depende de muchos parámetros incluyendo la calidad del aire exterior, el diseño de los espacios interiores, el diseño de los sistemas de ventilación, la manera en la que maneja el sistema y como se mantiene etc. Este estándar trata del diseño del sistema de ventilación y su interrelación con todos estos parámetros para asegurar una buena calidad del aire interior.

I.3.3.2. LA NORMA EUROPEA CEN 1752

Esta es la norma Europea en materia de ventilación, conocida como CEN 1752. En ella se tratan los criterios para conseguir un ambiente interior de calidad a través de los sistemas de ventilación.

La CEN 1752 se basa en dos métodos de análisis un *procedimiento sensorial* o método de Fanger, que analizará el confort de las personas, y *otro de dilución o sanitario*, para conseguir una buena calidad del aire desde el punto de vista sanitario. Un criterio a seguir puede ser calcular los correspondientes caudales de ventilación para ambos métodos, y seleccionar el que sea mayor.

I.3.3.3. EL CODIGO TECNICO DE LA EDIFICACION CTE –HS3

El 17 de marzo de 2006 se aprobó el Código Técnico de la Edificación CTE, una normativa que contempla la seguridad, habitabilidad y sostenibilidad de las edificaciones españolas. Las exigencias básicas de la normativa se estructuran en diferentes documentos básicos (DB).

Existe un DB sobre salubridad HS, formado por diferentes documentos, siendo el HS 3 el correspondiente a la Calidad del Aire Interior.



Este documento se aplica, en los edificios de viviendas, al interior de las mismas, los almacenes de residuos, los trasteros, los aparcamientos y garajes.

Para locales de otros tipos la demostración de la conformidad con las exigencias básicas debe verificarse mediante un tratamiento específico adoptando criterios análogos a las condiciones establecidas en esta sección.

El caudal de ventilación mínimo para los locales de viviendas se obtiene de la tabla siguiente:

Tabla I.1: Caudales de ventilación mínimos exigidos en q_v en L/s (CTE HS 3)

Tipo de local	Por persona	Por m ²	Por local
Dormitorios	5		
Salas de estar y Comedores	3		
Aseos y cuartos de baño			15
Cocinas		2	50
Trasteros		0,7	
Garajes			120 por plaza
Almacenes de residuos		10	

Las viviendas deben disponer de un sistema general de ventilación que puede ser híbrida (si las condiciones de presión y temperatura ambientales son favorables por ventilación natural, y si son desfavorables, como en la ventilación con extracción mecánica) o mecánica, siguiendo las condiciones generales de diseño que se establecen en el apartado 3 de HS [N-1, Ministerio de Vivienda, 2006].

I.3.3.4. REGLAMENTO DE INSTALACIONES TÉRMICAS EN EDIFICIOS (RITE)

El RITE, en su versión de 31 de julio de 2006, presenta unas Instrucciones Técnicas IT. La IT 1 se ocupa del diseño y dimensionado, en cuya estructura se encuentra la IT 1.1 referida a la exigencia de bienestar e higiene. Dentro se encuentra la IT 1.1.4 dedicada a caracterización y cuantificación de la exigencia de bienestar e higiene, siendo específicamente la que hace referencia a la calidad del aire interior la IT 1.1.4.2, cuyo título específico es: “Exigencia de calidad del aire interior” [N-2, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2007].



I.4. RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

I.4.1. INTRODUCCIÓN

Como explicaba el epígrafe anterior, en el interior de los edificios es necesario renovar el aire mediante la inyección de aire limpio del exterior y la extracción de parte del aire viciado del interior. Con ello, se consigue que la calidad del aire en los locales habitados y en los que se realiza alguna actividad humana sea el adecuado, de acuerdo a los requerimientos de la normativa y con unas condiciones de confort.

El entorno actual de consumo de energía en los edificios, se ve afectado por una mejora de la calidad de vida, que supone un mayor consumo de energía; así como por la búsqueda de un mejor IEQ (Indoor Environmental Quality), Confort térmico y Calidad del aire. Satisfacer esta necesidad implica la renovación del aire interior utilizando caudales de ventilación procedentes del exterior que han de adecuarse a dichas condiciones.

Sin embargo todo esto se encuentra condicionado por la problemática del despilfarro energético del mundo actual. La necesidad de reducir los consumos energéticos en las instalaciones de climatización de los edificios viene motivada por un lado por el continuado aumento de los precios de la energía provocados por el aumento de la demanda y por la escasez de recursos energéticos, y por otro lado por el impacto medioambiental derivado de la generación, transformación y uso de dicha energía.

Para regular todo esto, existen una serie de normas y protocolos al respecto (certificación energética, CTE, normativa E.U., RITE...), que se deben cumplir.

Teniendo en cuenta todos estos condicionantes, se plantean cuatro tipos de soluciones para la reducción del consumo energético en edificios:

- Disminución de las necesidades energéticas: aislamiento térmico adecuado, sistemas de energía solar pasiva, adecuación del tiempo de funcionamiento.
- Sustitución de fuentes de energía convencionales por fuentes gratuitas: energía solar activa, energía geotérmica, enfriamiento evaporativo.
- Utilización de sistemas y equipos térmicos más eficientes.



- Optimización de la eficiencia de utilización en los procesos: adecuación de producción y demanda (regulación fraccionamiento de potencia), acumulación de calor, recuperación de energía residual.

I.4.2. RECUPERACIÓN DE CALOR

El elevado coste actual de la energía y su impacto en el medio ambiente es ya, en sí mismo, un motivo suficiente para que se trate de reducir el consumo energético de las instalaciones de climatización en los edificios no industriales. Por otra parte, mantener en un nivel adecuado la calidad del aire interior (IAQ), requiere caudales de ventilación que penalizan energéticamente las instalaciones.

La recuperación de energía residual puede hacerse de dos formas distintas:

- Mediante la transferencia de calor entre zonas del edificio.
- Aprovechando la energía del aire de extracción.

El primer método, que utiliza el calor interno de un edificio, se aplica particularmente a los grandes edificios. El calor sobrante de algunas zonas de los mismos, en vez de eliminarse al exterior, se transfiere a zonas deficitarias.

El segundo método, en el que se centra este trabajo, emplea recuperadores de calor del aire de extracción en los sistemas de climatización. Se entiende por recuperador de energía aquel dispositivo que permite la reutilización del calor residual de un sistema y cuyo objetivo final es alcanzar la eficiencia máxima de la instalación. De esta forma, los recuperadores de calor del aire de extracción, permiten mantener una adecuada calidad del aire interior sin penalizar energéticamente los sistemas de adecuación higrotérmica del aire impulsado a los locales. Es decir, intentar recuperar parte de la energía residual que se desaprovecha y volverla a introducir en el ciclo de ventilación-renovación del aire.

El empleo de recuperadores en instalaciones de climatización permite utilizar el calor sensible y latente residual del propio proceso, consiguiendo así:

- Reducir la central energética (costes de inversión).
- Reducir el consumo de energía de funcionamiento (costes de explotación).



El RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios) [N-2, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2007], en su Instrucción Técnica 1.2.4.5.2 establece que:

1. En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a 0,5 m³/s, se recuperará la energía del aire expulsado.
2. Sobre el lado del aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático.
3. Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m³/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema deben ser como mínimo las indicadas en la tabla:

Tabla I.2: Caudales de aire exterior según horas de funcionamiento

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m ³ /s)									
	>0,5...1,5		>1,5...3,0		>3,0...6,0		>6,0...12		>12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
2000 a 4000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
4000 a 6000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

4. En las piscinas climatizadas, la energía térmica contenida en el aire expulsado deberá ser recuperada, con una eficiencia mínima y unas pérdidas máximas de presión iguales a las indicadas en la tabla anterior para más de 6.000 horas anuales de funcionamiento, en función del caudal.
5. Alternativamente al uso del aire exterior, el mantenimiento de la humedad relativa del ambiente puede lograrse por medio de una bomba de calor, dimensionada específicamente para esta función, que enfríe, deshumedezca y recaliente el mismo aire del ambiente en ciclo cerrado.



Los recuperadores de calor, son equipos cuya función es aprovechar las propiedades psicométricas (temperatura y humedad) del aire que extraemos del edificio o local, e intercambiarlas con el aire de ventilación que impulsamos del exterior. Es decir, que en general, los equipos de recuperación del calor residual son intercambiadores térmicos más o menos complejos, donde pueden intervenir flujos de calor y masa, y como tales pueden ser dimensionados.

Se debe tener presente que toda recuperación de calor ha de constituir un sistema integrado dentro de un proceso, de modo que se reduzca el consume de energía con un costo global aceptable. Como consecuencia, la recuperación del calor solo podrá considerarse efectiva como parte integrante de un esquema concebido para una determinada aplicación y cuidadosamente diseñado para lograr los objetivos perseguidos con su instalación.

A la hora de diseñar una instalación térmica, habrá que tener en cuenta una serie de aspectos:

- 1 Antes de diseñar un sistema de recuperación de calor a priori debe analizarse si es posible evitar consumir previamente la energía que se va a recuperar.
- 2 Al estudiar un sistema de recuperación de calor debe valorarse económicamente el ahorro producido y contrastarlo con el costo de la inversión que puede requerir.
- 3 Estudiar los puntos donde se puede recuperar y los puntos de consumo.
- 4 Estimar las emisiones de CO₂ evitadas en ese sistema completo.
- 5 Si existe free-cooling se debe by-pasear el recuperador cuando el enfriamiento gratuito de aire exterior esté activo.

I.4.3. CLASIFICACIÓN DE APARATOS

Para llevar a cabo la recuperación de energía, hay una gran diversidad de aparatos que permiten hacerlo.

No resulta fácil realizar una clasificación de los recuperadores de calor, al incluir dentro de esta denominación diferentes modos de funcionamiento, concepción del sistema, nuevas tecnologías, aparatos, etc. La clasificación de los recuperadores de



calor puede hacerse por subgrupos atendiendo a los medios que transfieren energía, la separación de los fluidos, el tipo de calor recuperado, el contenido de humedad de las corrientes de aire o el elemento de intercambio empleado.

A continuación se muestran las clasificaciones más significativas de los sistemas de recuperación energética utilizados en climatización. Para las clasificaciones que se van a realizar se consideraran sistemas aire-aire y corrientes de aire húmedo.

a) Según la separación de los fluidos entre los que se transfiere energía:

a.1) Sistemas de contacto directo:

Son aquellos sistemas de recuperación en los que la transferencia de energía se produce como consecuencia de que ambos fluidos se encuentran en una situación de mezcla física completa.

a.2) Sistemas regenerativos:

Se entiende por sistema regenerativo aquellos sistemas por los cuales los fluidos circulan de forma alterna en el tiempo por la superficie de intercambio, de manera que la mezcla aunque existe es mínima. La superficie de intercambio de este tipo de equipos recibe y cede energía a los fluidos alternativamente dependiendo del fluido que circule por ella.

a.3) Sistemas recuperativos:

Se caracterizan porque la transferencia de calor se lleva a cabo por medio de una superficie que separa físicamente las corrientes de fluido, de manera que no existe contacto directo entre fluidos haciendo que se evite completamente cualquier tipo de mezcla o contaminación entre ambas corrientes.

b) Según el tipo de calor recuperado:

b.1) Recuperadores de calor sensible:

Son aquellos recuperadores en los que la energía que se intercambia entre fluidos es únicamente consecuencia de la diferencia de temperaturas entre las corrientes de fluido. Por tanto el intercambio energético viene dado por un intercambio únicamente de calor sensible entre corrientes y no existe transferencia de masa entre las mismas.



b.2) Recuperadores de calor latente y sensible o entálpicos:

Su principal característica es que además de aprovechar el calor sensible entre corrientes, se aprovecha el calor latente contenido en la humedad del agua. Estos equipos consiguen transmitir vapor de agua de la corriente de fluido más húmeda y cederlo a la corriente más seca, de manera que existe un intercambio de masa entre corrientes. Por tanto se modifica no solo la temperatura de las corrientes sino también la humedad.

c) **Según el tipo de sistema intercambiador utilizado:**

c.1) Recuperador de placas:

Está constituido por una carcasa rectangular abierta por sus extremos cuya sección transversal se subdivide en múltiples pasajes en una configuración celular formada por una matriz de placas de manera que cada dos placas adyacentes forman un conducto destinado al aire de extracción o al de impulsión.

Los flujos de aire de impulsión y de extracción circulan por espacios entre placas alternos de manera que el intercambio de energía se realiza a través de las placas que delimitan dichos conductos. Generalmente las configuraciones más habituales de este tipo de recuperadores son disponiendo los flujos en direcciones perpendiculares (flujo cruzado) o en direcciones iguales pero sentidos opuestos (contracorriente).

La figura I.4 muestra un esquema de la configuración mencionada.

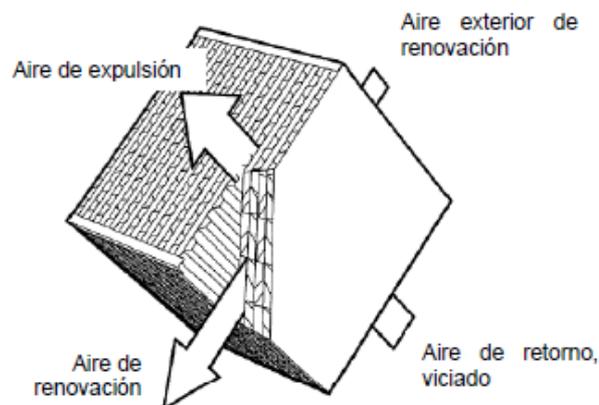


Figura I.4: Esquema de un recuperador de placas cruzadas



La distancia entre placas, tanto como el número de placas varía según los modelos atendiendo a los requerimientos de tamaño, pérdida de carga y rendimiento. Un aumento del número de placas, aunque por un lado provoca un aumento de la fricción del fluido debida al aumento de la superficie de contacto y por el otro una reducción de la velocidad al aumentar la sección de paso del fluido; globalmente el efecto al aumentar el número de placas es una disminución de la pérdida de carga.

Dentro de este tipo de modelos pueden existir tanto recuperadores de placas de calor sensible como recuperadores de placas entálpicos, de manera que dependiendo del tipo de recuperador que se trate el material que constituye las placas será diferente.

En un recuperador de placas de calor sensible la temperatura de las corrientes de aire varia manteniendo las humedades específicas de las mismas constantes. En algunas situaciones particulares de funcionamiento estos equipos además de permitir la recuperación de calor sensible van a permitir recuperar el calor latente asociado a la condensación del vapor de agua de una de las corrientes si la temperatura disminuye por debajo del punto de rocío de la otra. Esta situación supone una mejora adicional del rendimiento al aprovechar el calor latente de cambio de fase, aunque habrá que disponer de una bandeja destinada a la recogida del condensado y de un sistema de mantenimiento a fin de mantener el equipo en unas condiciones de limpieza adecuadas y los materiales deberán resistir los posibles efectos derivados de la presencia de agua líquida como la corrosión.



Figura I.5: Detalle de intercambiadores de placas de metal (izquierda) y papel (derecha)



Entre las ventajas que presentan este tipo de equipos destacan la inexistencia de contaminación entre corrientes. Otros aspectos a destacar son la compacidad de los equipos, es decir una gran superficie de contacto entre corrientes en un volumen pequeño, así como poseer una relación eficacia precio razonable.

Entre las desventajas más destacadas que presentan se encuentran las elevadas caídas de presión, la posibilidad de formación de condensados e incluso hielo si la temperatura del aire exterior es muy baja y la relativa facilidad de acumulación de suciedad en las placas del intercambiador que supondrían una resistencia adicional a la transferencia de calor y por lo cual se hace necesario disponer de filtros en ambas corrientes de aire.

c.2) Recuperador rotativo

Este tipo de recuperador esta constructivamente constituido por una carcasa en cuyo interior gira un tambor generalmente accionado mediante un motor eléctrico. El interior del tambor se encuentra constituido por material de relleno permeable al aire, con gran superficie de contacto y resistente a la abrasión. Los flujos de aire de renovación y de expulsión están separados de manera que circulan adyacentemente y en contracorriente.

Como se definió antes, este sistema es un ejemplo de sistema de recuperación regenerativo, puesto que las corrientes circulan alternativamente por el mismo espacio físico durante un periodo de tiempo determinado por la velocidad de rotación debido a la rotación del tambor.



Figura I.6: Recuperador rotativo



En cada rotación, el material de relleno que se encuentra en contacto con la corriente de aire más caliente absorbe calor de la misma calentándose y lo cede a la corriente de aire más frío cuando entra en contacto con ella según avanza la rotación. Este proceso se repite sucesivamente gracias a giro continuo del tambor de manera que permite la transmisión de calor sensible entre las corrientes de aire que circulan.

c.3) Recuperación por circulación y rociado

Son sistemas en los que el intercambio de calor entre corrientes se realiza por medio de una solución higroscópica que se pone en contacto con los flujos de corriente de aire.

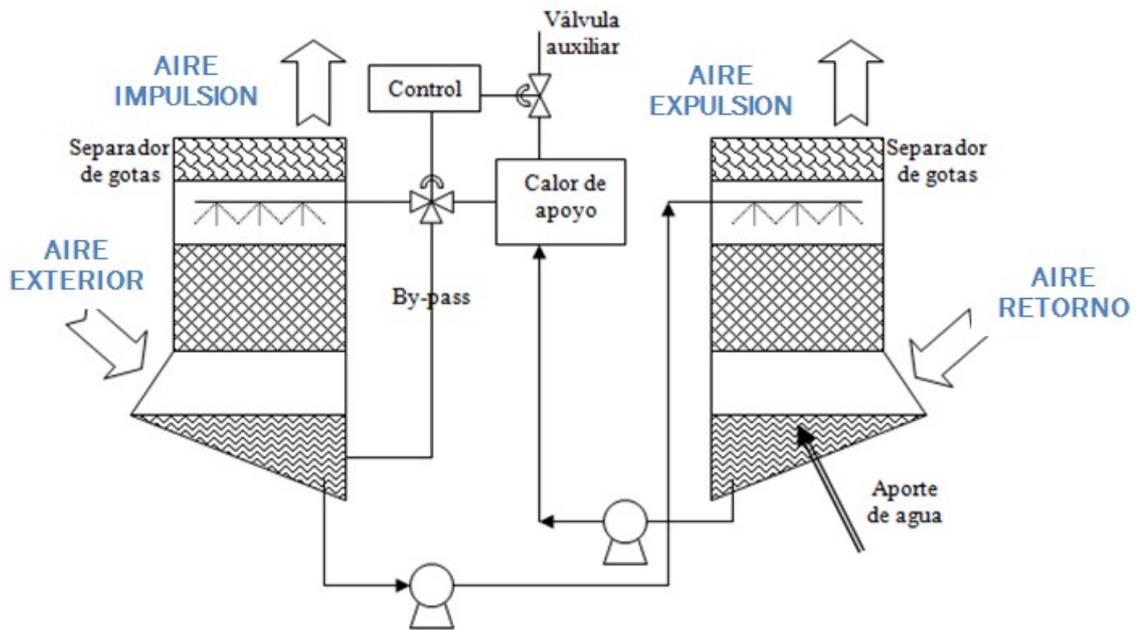


Figura I.7: Esquema recuperador de circulación y rociado

Constructivamente son similares a torres de evaporación. En ellas se rocía el líquido en contracorriente sobre el lecho de relleno de dos intercambiadores, uno para cada corriente. La circulación de la solución higroscópica entre torres se lleva a cabo mediante bombas.

La solución higroscópica absorbe calor y vapor de agua de la corriente de aire más caliente y húmeda y lo transmite a la corriente más fría y seca por contacto. Durante el invierno la corriente más caliente y húmeda será la de aire de extracción, y la más fría y seca la de renovación, y durante el verano ocurrirá la situación inversa, el sentido del flujo de energía será desde la corriente de renovación a la de extracción.



Como ventajas de este tipo de sistemas puede destacarse su facilidad de instalación. Como desventajas se encuentra la problemática de la Legionella asociada a dispositivos en los que se produce la evaporación de agua en una corriente de aire [4, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2010].

c.4) Recuperación de dos baterías con bomba

En estas instalaciones, también denominadas run-around, mediante la circulación de un fluido se consigue la transferencia energética entre la corriente de extracción y la de renovación. Generalmente en este tipo de equipos, el fluido únicamente intercambia calor sensible con las corrientes.

Constructivamente, están constituidos por dos baterías de tubos de cobre conectadas entre sí de manera que se forma un circuito de transferencia de la energía térmica. El fluido circula impulsado por una bomba hidráulica de manera que permite el intercambio de calor con ambas corrientes de aire.

El calor es absorbido por el fluido de la corriente de aire con temperatura más alta, el cual circula por el circuito gracias a la bomba hidráulica y el calor es cedido por el fluido a la corriente con temperatura más baja. En invierno el flujo de la energía será en sentido corriente de extracción a corriente de renovación y en verano será en sentido contrario, del aire de renovación al de extracción. El esquema de la figura II.6 da una idea del funcionamiento de este sistema:

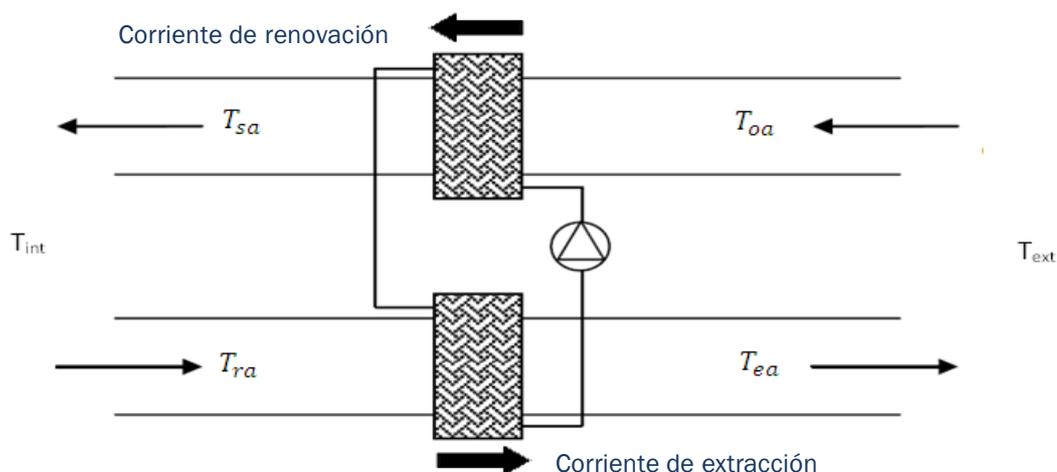


Figura I.8: Esquema recuperador de dos baterías con bomba



De este tipo de instalaciones destaca su flexibilidad puesto que pueden ser utilizadas en caso de que ambas tomas, la de extracción y la de renovación, se encuentren separadas entre sí e incluso si existen varias tomas de extracción y/o renovación, lo que permite su uso en instalaciones de climatización preexistentes. Como contrapartida los sucesivos intercambios gas-líquido-gas limitan la eficiencia del sistema.

c.5) Recuperación con tubo de calor. Termosifón y Heat-pipes

Constructivamente estos recuperadores constan de una batería de tubos huecos aleteados a los que se ha realizado previamente vacío y se ha introducido un líquido, denominado líquido de trabajo, en su interior antes de ser sellados. Dichos tubos se dividen en dos secciones.

La zona de mayor temperatura o la que se encuentra en contacto con la corriente de aire más caliente será denominada evaporador ya que en ella se producirá la evaporación del líquido de trabajo. Por otro lado la zona de los tubos que se encuentre a una temperatura más fría o que se encuentre en contacto con la corriente de aire más fría se denomina condensador, ya que en ella se producirá el paso de gas a líquido del fluido contenido en el interior de los tubos.

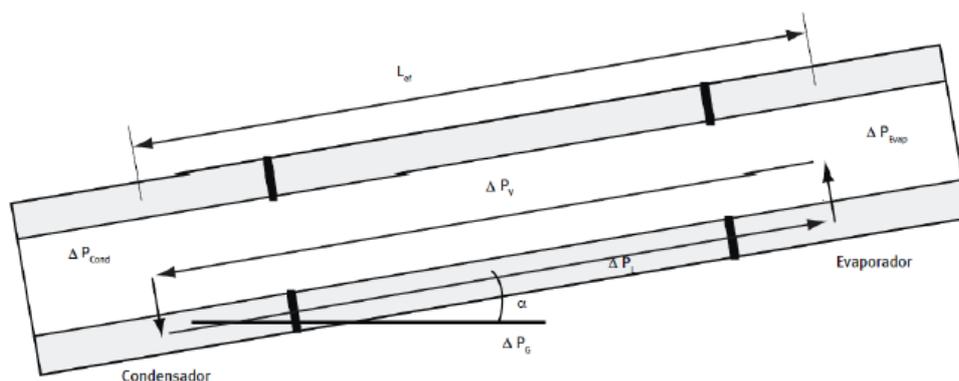


Figura I.9: Esquema de un tubo de calor

Este tipo de recuperadores únicamente intercambian calor sensible. Los materiales utilizados dependen de las condiciones de trabajo para las que se diseñen.

Dependiendo del mecanismo de retorno del fluido del condensador al evaporador distinguimos dos tipos de equipos; los basados en termosifón y heat-pipes [5, ASHRAE, 2000].



- Termosifón

En este tipo de recuperadores el fluido al condensar en la zona del condensador retorna a la zona del evaporador del tubo por gravedad. Cuando se calienta el extremo inferior del tubo, el fluido de trabajo se evapora y asciende hacia el extremo opuesto, donde se pone en contacto con el aire más frío y condensa.

Las gotas de líquido descienden por gravedad a la parte inferior de cada tubo, donde se vuelven a evaporar debido al aire caliente, determinando así la continuidad del ciclo.

En la figura I.10 puede verse un esquema de estos recuperadores.

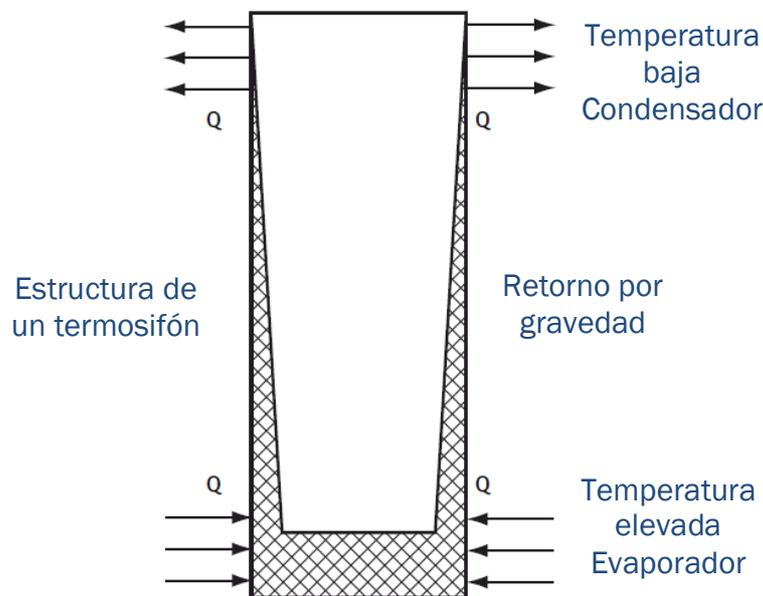


Figura I.10: Esquema de funcionamiento de un termosifón

La ausencia de cualquier contaminación entre corrientes de aire, los reducidos costes de mantenimiento y la posibilidad de adaptarse a atmosferas peligrosas son las principales ventajas que pueden ofrecer este tipo de equipos.

Por el contrario entre sus desventajas se encuentran los problemas mencionados en el párrafo anterior derivados de la propia geometría del dispositivo, las dificultades de instalación así como sus elevados costes debido a que requieren equipos de fabricación más o menos complejos y de alta calidad.



- Heat-pipes

A fin de subsanar el problema de la no reversibilidad en la transferencia de energía del retorno por gravedad intrínseco a los recuperadores de tubos de calor basados en termosifón surgen los heat-pipes.

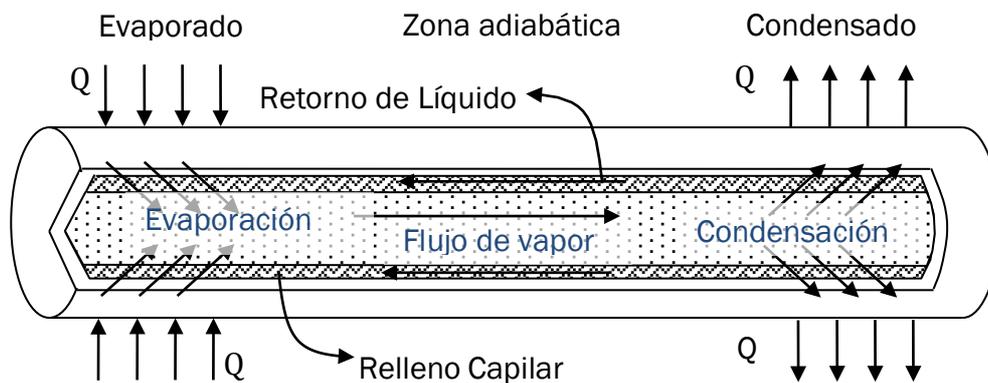


Figura I.11: Esquema de funcionamiento de un heat-pipe

La evaporación del líquido en la zona del evaporador del tubo retira del relleno poroso fluido en fase líquida que será repuesto gracias al transporte de líquido por capilaridad a través del relleno procedente de la zona del tubo donde este condensa, desarrollándose de esta manera un ciclo un flujo continuo de líquido de la sección de condensación a la de evaporación. El flujo de líquido no depende de la fuerza de gravedad, si bien puede verse favorecido o impedido por su acción, dependiendo de la inclinación del tubo.

Los recuperadores basados en heat-pipes son indicados para aplicaciones en las cuales los flujos de ambas corrientes no deban mezclarse bajo ningún concepto, ni siquiera por accidente o ruptura de la estructura del recuperador. No poseen piezas móviles que den lugar a problemas mecánicos, ni precisan de energía eléctrica para su funcionamiento, salvo la que pueda ser necesaria para impulsar los caudales de extracción y renovación. Además son equipos de baja inercia térmica y pueden ir incorporados en un climatizador o conectados directamente a los conductos de aire de extracción y retorno.

En contra tienen su alto precio y las dificultades de cálculo y dimensionamiento [4, *Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2010*].



c.6) Bomba de calor como recuperador

Una bomba de calor es un dispositivo que transfiere energía de un foco frío a un foco caliente mediante un fluido que absorbe o cede energía. Dicho fluido realiza el ciclo mediante el trabajo aportado por un compresor mecánico.

Se puede definir como un sistema capaz de absorber calor de un ambiente a baja temperatura para transferirlo a otro de mayor temperatura. Esto se consigue con un aporte suplementario de energía, generalmente eléctrica que acciona el compresor mecánico.

Sin embargo la cantidad calor que se puede transferir al medio a mayor temperatura por unidad de energía eléctrica invertida es muy superior a la que se cedería utilizando un sistema de calentamiento tradicional invirtiendo la misma unidad de energía eléctrica.

Una bomba de calor puede trabajar como sistema de recuperación de energía si tanto el foco frío del que se absorbe energía como el foco caliente en el que se cede, son las corrientes de extracción de extracción y renovación. La figura siguiente muestra un esquema de la instalación.

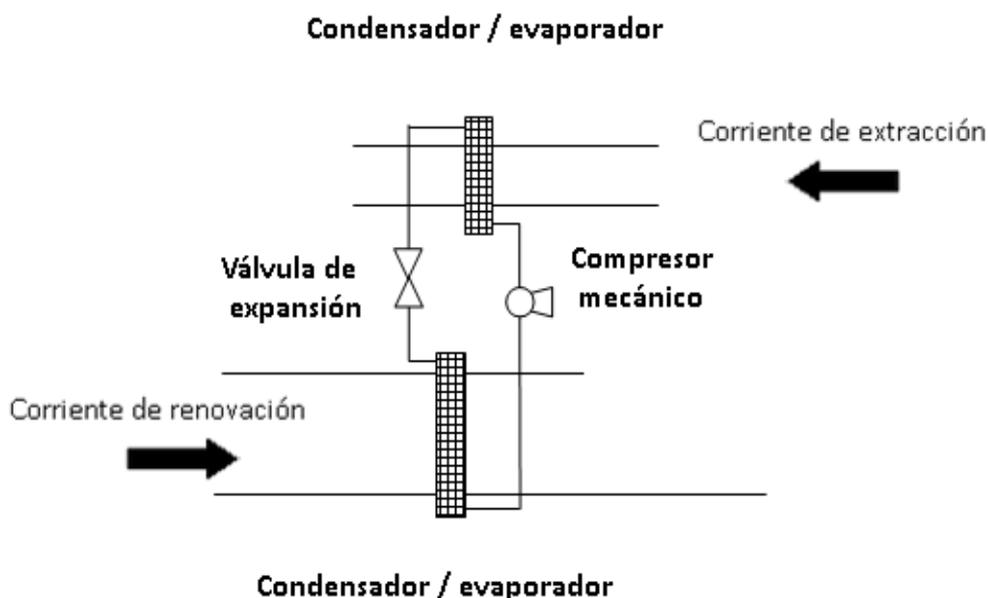


Figura I.12: Esquema de funcionamiento de una bomba de calor como recuperador



Su utilización se basa en disponer la unidad exterior, la que va a extraer calor del foco frío, en el conducto de aire de expulsión de manera que se aprovecha el nivel térmico de la corriente de aire de expulsión, frente al del ambiente exterior puesto que es más adecuado, mejorándose de esta manera el rendimiento. Dicha unidad exterior actuara como condensador cediendo calor en verano actuando como condensador y toma calor en invierno actuando como evaporador del ciclo frigorífico.

La inversión del ciclo se realiza de forma automática por medio de un dispositivo denominado válvula de cuatro vías que invierte las conexiones las unidades de intercambio de calor con respecto al compresor puesto que la aspiración del compresor se realiza siempre por el mismo sitio.

No obstante, el interés por la utilización de bombas de calor como recuperadores de energía, surge al poder aprovechar energías residuales en procesos. Estas ventajas hacen especialmente útiles las bombas de calor puesto que pueden utilizarse con fuentes de bajo nivel térmico que no se pueden aprovechar por otros procesos.

Además la recuperación de calor del aire de extracción las bombas de calor pueden utilizarse para la transmisión de calor entre diferentes zonas del edificio, aprovechando el calor que cede el condensador para calefacción y refrigeración en las zonas en las que el evaporador absorbe calor [6, Rey, Velasco, 2005].



Capítulo II:

TEORÍA

En este capítulo se tratará más en profundidad los aspectos técnicos que hay que tener en cuenta a la hora de elegir y diseñar un recuperador de energía.

También se hará una descripción más detallada de los recuperadores rotativos.

Se concluirá con la explicación de los conceptos de psicrometría necesarios para el desarrollo de este proyecto, así como las ecuaciones y diagramas que describen el comportamiento del aire en el contexto de la recuperación de energía.





II.1. CRITERIOS DE DISEÑO

Actualmente los recuperadores de calor se seleccionan utilizando procedimientos gráficos e informáticos, teniendo en cuenta tanto los caudales de aire como las pérdidas de carga además de las eficacias de recuperación deseadas.

Una vez seleccionado el equipo de recuperación, se calculan las temperaturas y las humedades de salida en función de las condiciones de entrada.

Los principales criterios de selección del equipo de recuperación son los siguientes:

- Eficacia.
- Pérdida de carga.
- Instalaciones y localización.
- Impacto medioambiental.

II.1.1. EFICACIA DE LOS RECUPERADORES

Para el cálculo de la eficacia, se seguirá el desarrollo empleado en la *Guía Técnica - Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización [4, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2010]*. En el aire, la ecuación que permite calcular la energía recuperada (E) con un recuperador de calor, es el producto del caudal másico (m_{as}) por la diferencia de entalpía (Δh) del aire entre la salida y la entrada en el recuperador y por el tiempo de funcionamiento (t):

$$E = m_{as} \Delta h t \quad (\text{E-II.1})$$

E, energía recuperada en kJ.

m_{as} , caudal másico en kg/h de aire seco.

t, intervalo de tiempo en h.

Y de acuerdo con la definición de entalpía del aire

$$h = C_{pa} T + W (C_f + C_{pv} T) \quad (\text{E-II.2})$$

C_{pa} , calor específico del aire seco 1,006 kJ/(kg as °C).

C_{pv} , calor específico del vapor de agua 1,86 kJ/(kg as °C).



C_f , calor de cambio de fase de vapor a líquido a 0 °C; 2.501 kJ/kg.

W , humedad específica

Tenemos :

$$\begin{aligned} E &= m_{as} (Cpa \Delta T + Cf \Delta W + Cpv W_{sal} \Delta T + Cpv T_{ent} \Delta W) t = \\ &= m_{as} [(Cpa + Cpv W_{sal}) \Delta T + (Cf + Cpv T_{ent}) \Delta W] t \end{aligned} \quad (E-II.3)$$

Siendo:

W_{sal} , la humedad específica a la salida.

T_{ent} , la temperatura seca a la entrada.

A la vista de la ecuación se puede concluir que la energía recuperada del aire de extracción en edificios es tanto mayor cuando:

- Los caudales de aire exterior de extracción sean elevados (m_{as} alto).
- El número de horas de funcionamiento de la instalación es elevado (t alto).

La estación de verano está caracterizada por un elevado número de horas con temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo relativamente elevadas (ΔW alto) y la estación invernal por un elevado número de grados-días (DT alto).

Por otra parte, los saltos térmicos ΔW y ΔT están relacionados con la eficacia de los sistemas de recuperación y precisamente es la eficiencia mínima lo que se prescribe en el RITE.

De modo general se define la eficiencia (ε) de cualquier intercambiador como:

$$\varepsilon = \frac{\text{Cantidad de energía recuperada}}{\text{Cantidad máxima de energía recuperable}} \quad (E-II.4)$$

y en función del tipo de energía intercambiada, puede ser:

- Sensible, asociada a la temperatura de bulbo seco.
- Latente, asociada a la humedad específica. Realmente sería masa de vapor de agua intercambiada.
- Total, asociada al contenido en entalpía específica.



Como en los recuperadores o intercambiadores de calor intervienen dos fluidos con sus correspondientes condiciones térmicas e higrométricas, se empleará un sistema de notación formado por dos subíndices:

El primer subíndice, indicará la corriente de fluido que se está considerando:

- “e” para todas las propiedades o características correspondientes al fluido que entra por primera vez en el recuperador (aire exterior).
- “r” para el fluido que entra por segunda vez en el recuperador (aire de retorno y/o extracción).

El segundo subíndice, señalará en qué punto del recuperador se considera la propiedad o característica utilizada:

- “1” para la entrada.
- “2” para la salida.

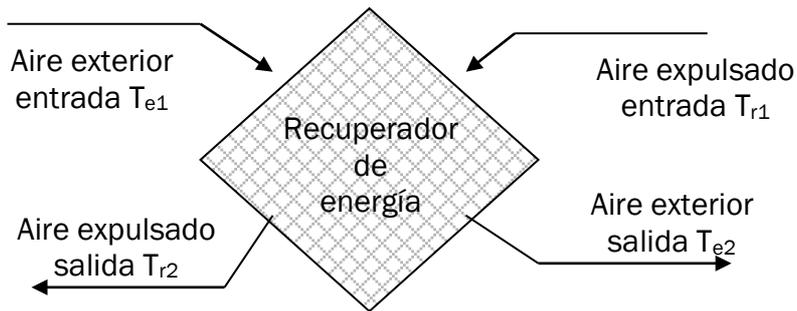


Figura II.1: Esquema de las corrientes de aire.

Utilizando la nomenclatura utilizada como ejemplo de los subíndices, se puede expresar la eficiencia como:

$$\varepsilon_T = \frac{m_{as,ext}[Cpa+Cpv \cdot W_{e2}](T_{e2}-T_{e1})}{[m_{as}(Cf+Cpv \cdot W_2)]_{min}(T_{r1}-T_{e1})} = \frac{m_{as,ret}[Cpa+Cpv \cdot W_{r2}](T_{r1}-T_{r2})}{[m_{as}(Cf+Cpv \cdot W_2)]_{min}(T_{r1}-T_{e1})} \quad (E-II.5)$$

$$\varepsilon_W = \frac{m_{as,ext}[Cpa+Cpv \cdot T_{e2}](W_{e2}-W_{e1})}{[m_{as}(Cf+Cpv \cdot T_1)]_{min}(W_{r1}-W_{e1})} = \frac{m_{as,ret}[Cpa+Cpv \cdot T_{r1}](W_{r1}-W_{r2})}{[m_{as}(Cf+Cpv \cdot T_1)]_{min}(W_{r1}-W_{e1})} \quad (E-II.6)$$

Siendo:

$[m_{as}(Cf + Cpv \cdot W_2)]_{min}$ el valor mínimo entre la corriente de aire exterior y retorno.

$[m_{as}(Cf + Cpv \cdot T_1)]_{min}$ el valor mínimo entre la corriente de aire exterior y retorno.



Y dados los valores relativos de Cf, Cpv y T se puede aproximar a:

$$\varepsilon_T = \frac{m_{as,ext}(T_{e2}-T_{e1})}{[m_{as}]_{min}(T_{r1}-T_{e1})} = \frac{m_{as,ret}(T_{r1}-T_{r2})}{[m_{as}]_{min}(T_{r1}-T_{e1})} \quad (E-II.7)$$

$$\varepsilon_W = \frac{m_{as,ext}(W_{e2}-W_{e1})}{[m_{as}]_{min}(W_{r1}-W_{e1})} = \frac{m_{as,ret}(W_{r1}-W_{r2})}{[m_{as}]_{min}(W_{r1}-W_{e1})} \quad (E-II.8)$$

No obstante la anterior definición general, en la norma UNE EN 308 se define de forma taxativa (por comodidad a la hora de utilizar dicha expresión), una variación sobre la anterior expresión, y que para recuperadores en aire acondicionado se establece como:

$$\varepsilon_T = \frac{(T_{e2}-T_{e1})}{(T_{r1}-T_{e1})} \quad (E-II.9)$$

$$\varepsilon_W = \frac{(W_{e2}-W_{e1})}{(W_{r1}-W_{e1})} \quad (E-II.10)$$

Siendo estas las expresiones sobre las que se definen eficiencias mínimas en el RITE [N2, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2007].

Como se puede observar de la comparación de ecuaciones, si el caudal másico mínimo que circula por el recuperador es el exterior, las dos expresiones coinciden, y si es el que circula por el retorno existe la relación de masas entre ambos.

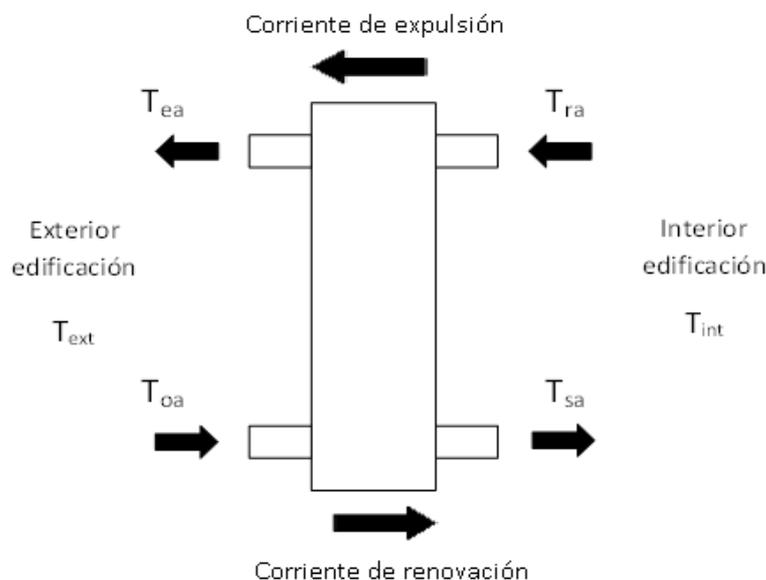


Figura II.2: Esquema de un recuperador de energía de aire de extracción.



Donde,

T_{ea} es la temperatura del aire de la corriente de extracción a la salida del recuperador o temperatura del Exhausted air.

T_{ra} es la temperatura del aire de la corriente de extracción a la entrada del recuperador o temperatura del Return air.

T_{oa} es la temperatura del aire de la corriente de renovación a la entrada del recuperador o temperatura del Outdoor air.

T_{sa} es la temperatura del aire de la corriente de renovación a la salida del recuperador o temperatura del Supply air.

Atendiendo a la clasificación en el apartado I.4.3, los valores de eficiencia estimados para cada tipo descrito en la misma son [4, *Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2010*]:

Tabla II.1: Eficiencia de diferentes recuperadores de calor

RECUPERADOR	ENERGÍA RECUPERADA	EFICIENCIA (%)
Rotativo	Sensible o Total	70-90
Placas	Sensible o Total	45-65
Circulación y Rociado	Total	60-70
Dos Baterías con Bomba	Sensible	40-60
Tubo de Calor	Sensible	50-80
Bomba	Sensible	50-70

II.1.2. PÉRDIDA DE CARGA

Cuando se coloca un recuperador de energía en un sistema de climatización se provocan unas pérdidas de presión en los flujos de aire de extracción y de renovación que lo atraviesan. Estas pérdidas de presión se deben al cambio brusco de sección que sufre el aire al entrar y salir del recuperador y a la fricción con las paredes del interior de éste. Este incremento de las pérdidas de carga en el sistema repercute en el consumo de energía asociado al sistema de recuperación.



Dichas pérdidas de carga dependen de la velocidad del fluido y las tanto de las propiedades del fluido así como de las características constructivas del intercambiador.

En la tabla II.2 siguiente se resumen los valores típicos aportados en la literatura para cada diferente recuperador, si bien estos pueden variar en función de las diferentes geometrías adoptadas, que pueden modificar estos valores [4, *Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2010*].

Tabla II.2: Pérdidas de presión en equipos recuperadores de calor

EQUIPO	PÉRDIDA DE PRESIÓN	VELOCIDAD AIRE (m/s)
Rotativo	100 - 180	2,5 - 4,0
Placas	120 - 400	1,5 - 6,0
Circulación y Rociado	150 - 300	1,5 - 3,0
Dos Baterías con	150 - 300	1,5 - 2,5
Tubos de Calor	100 - 500	2,0 - 4,1

II.1.3. INSTALACIONES Y LOCALIZACIÓN

La instalación de equipos de recuperación de calor de aire de extracción necesita una doble red de conductos, una de admisión de aire nuevo procedente del exterior y otra de expulsión del aire del interior de la edificación. La necesidad de la instalación de las conducciones de extracción es una de las limitaciones a considerar.

La instalación de los conductos de extracción y renovación supone un aumento de costes a tener en cuenta para establecer de manera realista el beneficio total que se obtiene con la utilización de recuperadores.

Además la gran mayoría de los equipos de recuperación de calor, como por ejemplo los equipos rotativos o de placas precisan que los conductos de extracción y renovación sean adyacentes en un punto para posibilitar la transferencia energética entre corrientes. Este hecho puede suponer un aumento tanto de costes como de la dificultad técnica a la hora de llevar a cabo la instalación.



Sin embargo, en este sentido los recuperadores por circulación y rociado o los del tipo de dos baterías con bomba ofrecen una significativa ventaja. La instalación de estos modelos es posible cuando la toma de extracción y la de ventilación se encuentran separadas entre sí, o en aquellos casos en los que existe más de una toma de aire de renovación o de extracción. Por lo tanto se presentan como una solución adecuada para instalaciones de climatización ya existentes, con tomas están separadas.

Es importante estructurar las instalaciones de modo que se consiga la máxima flexibilidad en la operación en función de las condiciones climatológicas del aire exterior. Es muy recomendable incorporar un sistema de by-pass en el equipo de manera que se pueda evitar el paso de cualquiera de las corrientes de aire por el recuperador de acuerdo con la estrategia de trabajo más adecuada.

A fin de evitar problemas con la calidad del aire exterior suministrado se debe tener cuidado a la hora de llevar a cabo la colocación de la toma del aire exterior. Dicha toma no debe encontrarse en la proximidad de fuentes de aire contaminado (chimeneas, extractores de gas, aparcamientos, torres refrigeración...) tratando que la calidad del aire introducido sea de la mejor calidad posible. Por tanto, es necesaria la instalación de filtros y otros sistemas de descontaminación de la corriente de aire exterior que tengan un rendimiento adecuado a fin de evitar estos problemas.

II.1.4. IMPACTO MEDIOAMBIENTAL

La hermeticidad de los edificios de nueva construcción, sin prácticamente ningún tipo de infiltraciones, la demanda de instalaciones con mayor calidad, la aparición de nuevas normativas que determinan determinados niveles de ventilación, etc., han forzado a las instalaciones de climatización a, en algunas situaciones introducir y en otras aumentar, los caudales de aire de renovación de los que inicialmente disponían. Como consecuencia de este aumento aparece un mayor consumo para la adecuación térmica del aire exterior, si no se dispone de algún sistema de recuperación.

Por otra parte, hay que tener presente que el objetivo de las instalaciones es proporcionar un adecuado ambiente interior (IEQ), por lo que si no se consigue un adecuado confort térmico, calidad de aire en el interior, nivel de ruido, etc., el consumo de energía por pequeño que sea será totalmente inútil.



La ventilación y el acondicionamiento del aire son esenciales para el bienestar. Afortunadamente, hoy en día hay una fuerte concienciación a nivel ecológico y cada día se es más consciente de la necesidad de que exista un equilibrio entre progreso y protección medioambiental.

Hasta hace unos pocos años las inversiones públicas se basaban en la racionalidad económica. Se efectuaban evaluaciones económicas de los proyectos y en función de los resultados se tomaban decisiones acerca de su realización. Sin embargo, en la última década se experimentó una evolución en estos planteamientos y se comenzó a tener en cuenta las consideraciones ambientales en la toma de decisiones sobre inversiones [4, *Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2010*].

Los sistemas de ventilación y acondicionamiento de aire influyen negativamente sobre el medio ambiente en dos direcciones fundamentales: como consumidores de energía, fundamentalmente eléctrica generada en grandes centrales industriales, contribuyendo al efecto invernadero y al previsible cambio climático global y mediante la utilización de los refrigerantes tradicionales con átomos de cloro, destructores de la capa de ozono, aspectos contemplados en el protocolo de Kyoto.

Con todos estos elementos resulta obvia, como ya se señalaba en el capítulo anterior, la conveniencia de los sistemas recuperadores de energía que permitan utilizar un calor residual, que de lo contrario se desperdiciaría. Estos equipos reducen el consumo de energía de operación y, por tanto, la generación total de energía primaria que está ejerciendo un efecto tan negativo sobre el equilibrio ecológico del planeta.

Además permiten reducir el tamaño de las instalaciones térmicas necesaria para terminar de adecuar el aire que se impulsa a los locales hasta las condiciones higrotérmicas finales que permitan disipar la carga latente y sensible interior.



II.2. RECUPERADOR ROTATIVO

Los recuperadores rotativos están formados por una carcasa que contiene una rueda o tambor que gira construida con un material permeable al aire y caracterizado por una gran superficie de contacto resistente a la abrasión. Dos sectores separan el flujo del aire exterior del flujo de aire de expulsión (adyacente y en contracorriente). Al girar la rueda o tambor, el material de construcción, es atravesado alternativamente por las dos corrientes de aire, con un período que queda definido en función de la velocidad de rotación. En la figura se presenta el esquema de circulación de las corrientes de aire en el recuperador rotativo.

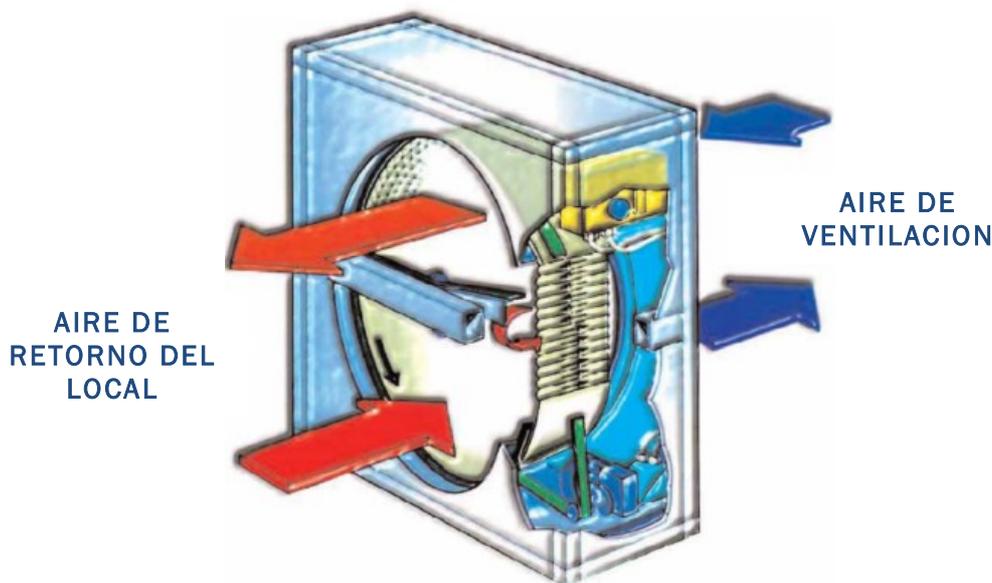


Figura II.3: Recuperador rotativo

Durante la rotación, el tambor absorbe calor de la corriente de aire más caliente, calentando el material de relleno, y lo cede sucesivamente a la corriente de aire más frío, enfriándose así. El calentamiento y enfriamiento sucesivo permite transportar energía sensible entre las dos corrientes de aire que circulan a través del recuperador.

Se pueden definir estos recuperadores como regenerativos, dado que las dos corrientes de aire circulan por el mismo espacio físico, que en este caso son los caminos de la estructura sólida del recuperador rotativo.



Los recuperadores rotativos pueden, no obstante, intercambiar calor sensible (según se ha explicado anteriormente) o calor sensible y latente (recuperador entálpico o de energía total) según sean las características higroscópicas del rotor.

- **RECUPERADORES SENSIBLES**

Un recuperador rotativo de rotor no higroscópico recupera solo calor sensible y, si en invierno el aire de extracción alcanza la temperatura de rocío, habrá también una cierta recuperación de energía asociada a la condensación de humedad.

Su construcción se basa en colocar en el rotor una masa acumuladora que no tiene ningún tipo de tratamiento superficial que le permita captar y ceder alternativamente humedad. Trabajan de forma similar a los recuperadores de placas, si no se alcanza la curva de saturación. Si hay transferencia de humedad en invierno, ésta se transfiere por la condensación de la humedad contenida en el aire de extracción y posterior evaporación de ésta en el aire exterior seco.

- **RECUPERADORES ENTÁLPICOS**

Un recuperador rotativo de rotor higroscópico recupera calor sensible más calor latente, es decir, varía la temperatura y humedad del aire, basándose en la capacidad de una sal higroscópica de captar y ceder la humedad del aire cuando varía la temperatura de éste. El rotor, construido de forma idéntica al de un recuperador rotativo sensible, está tratado con un material higroscópico (generalmente cloruro de litio) que toma vapor de agua de la corriente de aire más húmeda y lo cede a la corriente más seca. Cuando el aire de extracción de un local acondicionado pasa a través de un tambor tratado higroscópicamente actúa de regenerador del material, pudiendo ser el aire de renovación enfriado y deshumidificado en verano o calentado y humidificado en invierno.

La transferencia de calor sensible está determinada por la diferencia entre las temperaturas de bulbo seco de los dos flujos de aire, mientras la transferencia de calor latente (humedad) está determinada por los gradientes de las presiones de vapor entre la superficie tratada y las corrientes de aire.



Los recuperadores rotativos también pueden clasificarse en recuperadores rotativos de velocidad angular constante y de velocidad angular variable. La regulación de velocidad angular se lleva a cabo mediante variadores de frecuencia que modifican la velocidad de giro del motor eléctrico que acciona el tambor. Dicha regulación de velocidad puede realizarse independiente del sistema o a partir de los valores de magnitudes de control del propio sistema como la temperatura o la humedad. De esta manera se tendrá un sistema retroalimentado que permitirá una regulación efectiva del sistema de modo que se pueda controlar la cantidad de energía recuperada, evitar la aparición de hielo y en definitiva controlar la operación del sistema recuperador.

En cuanto a los materiales utilizados en la construcción de este tipo de recuperadores, suelen ser metales (como por ejemplo capas alternativas de aluminio corrugado y aluminio plano), siendo estos los materiales más comunes por su elevada densidad y calor específico.

También se pueden utilizar fibras inorgánicas o polímeros sintéticos y orgánicos, cuando se tratan las superficies higroscópicamente para intercambiar humedad. Las secciones de paso del aire pueden tener disposiciones irregulares o estar orientadas en el sentido del flujo.

Para obtener el máximo rendimiento es necesario que:

1. El aire de renovación y el de extracción se muevan en contracorriente.
2. La instalación posea dispositivos adecuados para drenar agua o hielo que pueda acumularse por condensación.
3. Se utilicen ventiladores a velocidad variable.
4. En verano, el aire descargado por el recuperador tiene todavía una temperatura de bulbo húmedo relativamente baja, y puede ser empleado para alimentar una torre o un condensador por evaporación.

Un aspecto a considerar en estos equipos es la contaminación de la corriente de aire de impulsión con la de extracción, donde puede alcanzarse hasta un 1 ó 2 % de mezcla; para reducir esto se dispone en el diseño de una sección de purga (ver figuras II.4 y II.5), pasando parte del aire exterior al de expulsión eliminando el fluido retenido, y manteniendo los conductos del aire exterior a mayor presión que los de retorno.

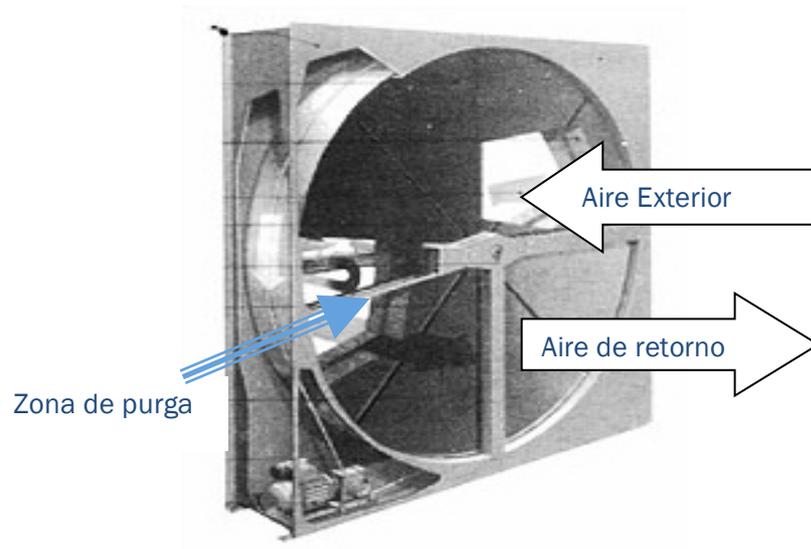


Figura II.4: Recuperador rotativo y la zona de purga

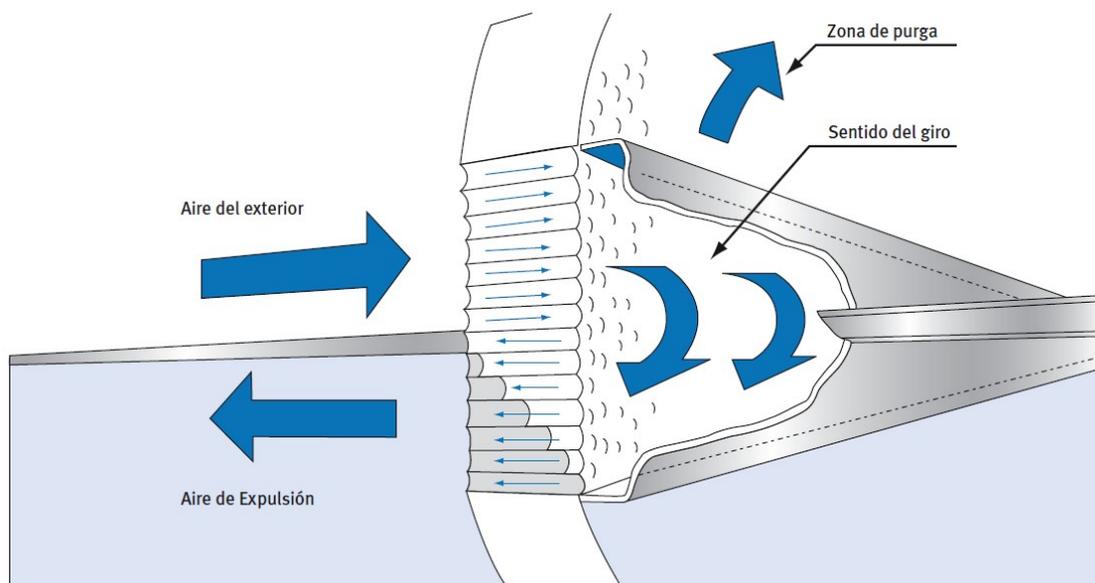


Figura II.5: Detalle de la sección de purga

Como ventajas principales de estos recuperadores pueden señalarse su alta eficiencia y las posibilidades de regulación efectiva de acuerdo a las condiciones de operación [W-2, Tecniseco, 2014].

Como inconvenientes aparece el problema de la contaminación si no hay zona de purga, o la reducción de eficacia si sí que hay purga. Además, existe la necesidad de que los conductos de extracción e impulsión coincidan en el espacio del recuperador, lo que puede ocasionar problemas en la ejecución de la instalación, y las posibles obstrucciones de la masa acumuladora.



II.3. PSICROMETRÍA

La psicrometría se emplea para estudiar las propiedades y los procesos térmicos de la mezcla aire-vapor de agua (aire húmedo). Esta ciencia es básica en la climatización y resulta muy importante en el diseño y cálculo las instalaciones de acondicionamiento de aire.

II.3.1. AIRE HÚMEDO

El aire húmedo está compuesto por: oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono, argón, y otros gases, así como vapor de agua.

A excepción del vapor de agua, todos los componentes del aire se encuentran prácticamente en la misma proporción siempre, por lo que se puede considerar al aire húmedo como una mezcla de dos componentes: aire seco y vapor de agua. Por tanto, para definir termodinámicamente el estado de la mezcla, aplicando la ley de Gibbs resulta que el número de variables termodinámicas independientes son tres.

La composición del aire seco en volumen se representa en la tabla II.3.

Tabla II.3: Composición en volumen de aire seco

Componente	Porcentaje
Nitrógeno	78,08400
Oxígeno	20,94800
Argón	0,93400
Anhídrido carbónico	0,03118
Neón	0,00182
Helio	0,00052
Anhídrido sulfuroso	0,00021
Metano	0,00020
Hidrógeno	0,00005
Xenón, Kriptón y otros	0,00002



La masa molecular del aire seco se puede calcular, teniendo en cuenta que, en condiciones normales, un mol de gas ocupa 22,4 litros y conociendo las masas moleculares de los distintos componentes que forman el aire. Así de esta manera se llega al valor de: $M_{as} = 28,9654$.

El comportamiento del aire seco a la presión y temperatura a la que se encuentra en la atmósfera se puede considerar como el de un gas perfecto.

Por otro lado, el vapor de agua se encuentra en el aire a presiones muy bajas, siendo su presión parcial del orden de la décima parte de la presión atmosférica o incluso menor, por lo que se comporta prácticamente como un gas ideal [7, Rey Martínez F.J., Velasco Gómez E., 2006].

II.3.2. HUMEDAD Y ENTALPÍA

Humedad Absoluta (H_a): es el contenido en vapor de agua por unidad de volumen de aire seco. Se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$H_a = \frac{M_{H_2O}}{V_{as}} \text{ o bien } \left(\frac{\text{masa de vapor de agua}}{\text{volumen de aire seco}} \right) [=] \text{ g/m}^3 \quad (\text{E-II.11})$$

En climatización es más utilizada la variable humedad específica.

Humedad específica (X): La capacidad de dilución del vapor de agua en el aire seco presenta un límite, para una temperatura determinada, que no puede sobrepasarse y a este estado se le denomina saturación. Esto permite establecer una clasificación de estados de aire húmedo: aire húmedo no saturado, cuando no se ha alcanzado aún el estado de saturación; aire húmedo saturado, y aire húmedo sobresaturado, cuando una vez alcanzada la saturación, tiene, además, agua líquida en suspensión. Por tanto, en el caso de sobresaturación, la masa total de agua puede dividirse en masa de vapor y masa de agua líquida.

La humedad específica se define como el contenido en vapor de agua por unidad de masa de aire seco.

$$X = \frac{M_{H_2O}}{M_{as}} \text{ o bien } \left(\frac{\text{masa de vapor de agua}}{\text{masa de aire seco}} \right) [=] \text{ g/kg} \quad (\text{E-II.12})$$



O bien, desarrollando cada uno de los términos en función de su presión parcial, puede calcularse utilizando la siguiente expresión, donde 0,622 es el cociente entre los pesos moleculares del vapor de agua y del aire.

$$X = f(P_{abs.}, P_{vH_2O}) \quad (E-II.13)$$

$$X = 0,622 \frac{P_v}{P_{total} - P_v}$$

Humedad relativa: El vapor de agua presente en el aire húmedo tiene una presión parcial determinada, p_w . A la misma temperatura, si el aire estuviese saturado de humedad, tendríamos otra presión parcial, p_{ws} . El cociente entre la primera presión y la segunda recibe el nombre de humedad relativa(ϕ):

$$\phi = 100 \frac{P_w}{P_{ws}} (\%) \text{ (a } T_s \text{ constante)} \quad (E-II.14)$$

Es una de las variables más utilizadas para caracterizar el aire. Sin embargo, no hay que olvidar que es una variable relativa, puesto que depende de la presión de saturación a la temperatura a la que se encuentra el aire.

Entalpía del aire seco: La entalpía específica de un fluido (entalpía por unidad de masa) se puede definir como la cantidad de calor que hay que comunicar a la unidad de masa de dicho fluido para hacerle pasar de unas determinadas condiciones origen a otras cualesquiera.

Para el aire seco, teniendo en cuenta que la presión es constante y que el origen se establece en 0°C, la entalpía 'h_{as}' se puede calcular mediante la expresión:

$$h_{as} = C_{p_{as}} (T_s - T_{sr}) \quad (E-II.15)$$

donde:

$C_{p_{as}}$ = calor específico del aire seco, constante, igual a 1 kJ/kg K=0.239 kcal/kg °C

T_s = temperatura seca del aire (°C)

T_{sr} = temperatura de referencia, que se toma igual a 0°C



Entalpía del vapor de agua (h_v): Es el contenido energético sensible y latente del vapor de agua por cada kg de aire seco. El calor específico y el calor latente de vaporización se supone que se mantienen constantes y con uno valores de 1,805 J/g°C y 2501 J/g respectivamente.

$$h_v = (C_{p_v} \cdot T_s + \lambda) = 2501 + 1,805 \cdot T_s [=] \text{ kJ/kg vapor de agua} \quad (\text{E-II.16})$$

Entalpía del aire húmedo o entalpía de la mezcla (h): Se define como el contenido energético del aire húmedo por cada kg de aire seco. El aire húmedo, como ya se ha dicho, es una mezcla de gases perfectos, por lo que el cálculo de esta entalpía se efectúa con las dos aportaciones presentadas anteriormente para el aire seco y el vapor de agua, que para corregir ésta para la unidad de aire seco se la multiplica por la humedad específica del aire.

$$h = C_{p_{as}} \cdot T_s + X \cdot (C_{p_v} \cdot T_s + \lambda) = T_s + X \cdot (2501 + 1,805 \cdot T_s) [=] \text{ kJ/kg}_{as} \quad (\text{E-II.17})$$

II.3.3. TEMPERATURA Y TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO

Temperatura seca (T_s): es la temperatura del aire húmedo.

Temperatura de rocío (T_r): Para cada composición de aire húmedo, si se mantiene constante la presión parcial de vapor existirá una temperatura en la que se produzca la saturación del vapor de agua, denominándose a esta temperatura de rocío ' T_r '.

La temperatura de rocío es, por tanto, la temperatura de una superficie sobre la que, en contacto con el aire húmedo, se produce la condensación de parte del vapor de agua contenido en el aire.

Esta temperatura es importante en procesos de acondicionamiento en los que debe humidificarse el aire o pueden producirse condensaciones. Se obtiene para una determinada composición de aire húmedo, manteniendo constante la presión parcial de vapor P_v . Su expresión matemática es:

$$T_r = \frac{35.851 \log P_v - 2148.496}{\log P_v - 10.2858} - 273.15 \quad (\text{E-II.18})$$

con $T_r(^{\circ}\text{C})$ y $P_v(\text{Pa})$



Temperatura de saturación adiabática (T^*): Es la temperatura del aire saturado adiabáticamente.

Se puede imaginar el proceso representando un túnel muy largo y adiabático, es decir, sin intercambio de calor con el exterior. Se introduce una corriente de aire húmedo a la que se le hace pasar por unas duchas de agua recirculada, que satura de humedad la corriente de aire. La temperatura de saturación adiabática T^* , es la temperatura que alcanza el aire a la salida del túnel, cuando se aporta el agua que satura la corriente a la misma temperatura.

Realizando un balance energético por unidad de masa de aire seco, se llega a la siguiente expresión:

$$h_i + (X_{as} - X_{ai}) * h_{H_2O} = h_s \quad (\text{E-II.19})$$

siendo:

h_i, X_{ai} : entalpía y humedad específica para el aire a la entrada del túnel.

h_s, X_{as} : entalpía y humedad específica del aire a la salida del túnel (saturación).

h_{H_2O} : entalpía específica de vaporización del agua.

A partir de aquí se demuestra que:

$$T_h = \frac{T_s(1 + 1.805X) + 2501(X - X^*)}{1 + 4.186X - 2.381X_s} \quad (\text{E-II.20})$$

Para la mezcla aire seco-vapor de agua, se puede demostrar mediante un balance de energía y masa que la temperatura de saturación adiabática coincide prácticamente con la temperatura de bulbo húmedo,

Temperatura de bulbo húmedo (T_b): Es la temperatura del agua en contacto con una masa superior de aire húmedo.

Dicha temperatura es medida con un termómetro, conocido precisamente como termómetro de bulbo húmedo, cuyo bulbo sensor está en contacto con el agua mediante una mecha.



Si se hace pasar sobre el bulbo la corriente de aire húmedo a suficiente velocidad para evitar la saturación de la corriente de aire, se observa un descenso en la temperatura del termómetro producida por la evaporación del agua. Pasado un cierto tiempo se alcanza un estado de equilibrio dinámico y la temperatura indicada por el termómetro permanece constante, siendo ésta la temperatura húmeda o de bulbo húmedo del aire

II.3.4. DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS

Existen varios diagramas para la representación de las propiedades del aire húmedo en diferentes condiciones y fases del agua en su mezcla con el aire seco. Se indican a continuación las bases para la construcción de los diagramas de CARRIER, ASHRAE y MOLLIER. En España el diagrama más utilizado es el de Carrier, empezando a ser frecuente el uso del diagrama de Ashrae.

Para determinar las condiciones del aire húmedo se deben conocer tres variables independientes, según establece la ley de Gibbs, lo cual hace difícil su representación en un plano (dos variables independientes). Esta dificultad se solventa construyendo los diagramas del aire húmedo para diferentes presiones, es decir, altitudes sobre el nivel del mar o utilizando las ecuaciones descritas anteriormente [8, Pizzetti C., 1991].

A continuación se desarrollarán los diagramas correspondientes a una presión total de 101325 Pa, por lo que el número de variables independientes, son dos y por tanto representables en un plano. Las magnitudes específicas se indicarán por unidad de masa de aire seco. Así, por ejemplo, para la humedad específica se empleará la unidad de medida kg/kg as que significa: kilogramos de vapor de agua por kilogramo de aire seco.

II.3.4.1. DIAGRAMA DE CARRIER

El diagrama psicrométrico de Carrier toma como variables independientes la temperatura seca y la humedad específica, la temperatura seca se encuentra sobre el eje de las abscisas y la humedad específica está sobre el eje de ordenadas, representándose las demás variables de forma parametrizada.



En la variante utilizada, los ejes adoptados para temperatura y humedad específica no son perpendiculares y se suelen representar con un ángulo de 92,5°, con ello se consigue que las líneas de entalpía y temperatura húmeda constante sean prácticamente rectas, además de ampliar la zona representativa de la mezcla aire-vapor.

- *Líneas de temperatura seca constante:* La temperatura seca es una de las variables independientes, está representada en el eje X y por tanto son líneas paralelas al eje Y.
- *Líneas de humedad específica constante:* Es la otra variable independiente, representada en el eje Y, por tanto son líneas paralelas al eje X.
- *Líneas de presión de vapor constante:* Al fijar una presión total constante e igual a 101325 Pa, existe una relación directa entre la humedad específica y la presión parcial de vapor; luego, se puede añadir una doble escala en el eje Y representando la presión parcial de vapor. Las líneas de presión constante son por tanto paralelas al eje X:

$$P_v = \frac{101325 w}{0,62198 + w} \quad (\text{E-II.21})$$

- *Líneas de humedad relativa constante:* Son líneas curvas, las cuales se parametrizan con una variación de un 10 %. Para obtener un determinado punto de una curva cualquiera, se hará uso de la definición de humedad relativa, despejando la presión parcial de vapor:

$$P_v = \frac{\phi}{100} P_{vs}(T_s) \quad (\text{E-II.22})$$

y sustituyendo en la expresión de la humedad específica:

$$X = 0,62198 \frac{\phi \frac{P_{vs}}{100}}{101325 - \phi \frac{P_{vs}}{100}} \quad (\text{E-II.23})$$



Con estas ecuaciones y dada una determinada humedad relativa y una temperatura seca, se puede obtener la humedad específica correspondiente y por tanto representarla en el diagrama.

- *Líneas de temperatura húmeda constante:* son prácticamente líneas rectas con una pendiente negativa respecto a los ejes, aunque estrictamente son arcos de hipérbola. Su representación gráfica se obtiene despejando la humedad específica de la fórmula de la temperatura húmeda indicada anteriormente:

$$X = \frac{(T_h - T_s) + X_s^* (2501 - 2,381 T_h)}{2501 + 1805 T_s - 4,186 T_h} \quad (\text{E-II.24})$$

recordando que dada una temperatura húmeda la $X_s^* = f(P_{vs}(T_h))$ (humedad específica de saturación).

- *Líneas de entalpía constante:* Son estrictamente arcos de hipérbola, aunque en su representación gráfica son prácticamente líneas rectas con una pendiente negativa y muy parecidas a las de temperatura húmeda constante, debido a que el proceso de saturación adiabático solamente tiene el aporte energético del agua que es evaporada, siendo esta muy pequeña.

En el diagrama casi se confunden las líneas de temperatura húmeda y de entalpía constante, siendo su ecuación correspondiente:

$$X = \frac{h - T_s}{2501 + 1,805 T_s} \quad (\text{E-II.25})$$

con h (kJ/kg as), o bien:

$$X = \frac{h - 0,239 T_s}{597 + 0,431 T_s} \quad (\text{E-II.26})$$

con h (kcal/kg as).



- *Líneas de temperatura de rocío constante:* La temperatura de rocío únicamente depende de la presión parcial de vapor, por tanto se puede implementar en el diagrama una tercera escala en el eje Y con la temperatura de rocío, siendo la línea de temperatura de rocío constante paralela al eje X. Por comodidad se representa dicha temperatura sobre la línea de saturación, correspondiente a una humedad relativa del 100 %:

$$T_r = \frac{35,85 \log P_v - 2148,496}{\log P_v - 10,2858} - 273,15 \quad (\text{E-II.27})$$

Cabe recordar también que para $\phi=100\%$ coinciden las temperaturas seca, húmeda y de rocío: $T_s=T_r=T_h$.

- *Líneas de volumen específico constante:* Sobre este diagrama son aparentemente rectas paralelas con cierta pendiente sobre los ejes, su ecuación es:

$$X = 0,62198 \frac{P_v}{101325 - P_v} = 0,62198 \left(\frac{101325 v_e}{287 T_s} - 1 \right) \quad (\text{E-II.28})$$

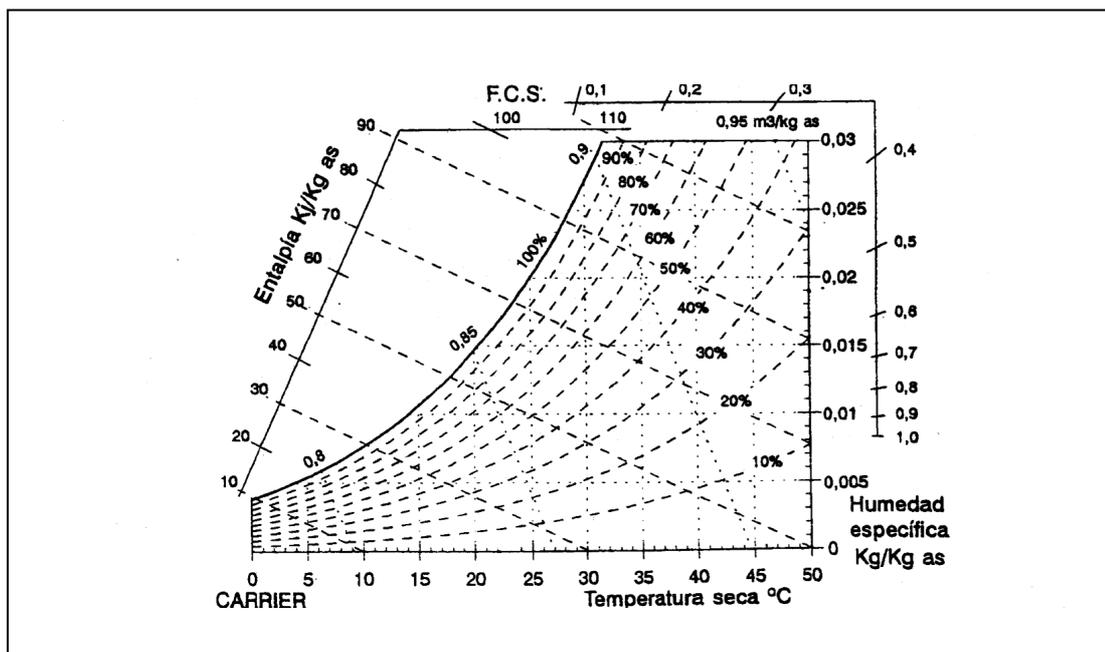


Figura II.6: Diagrama CARRIER temperatura seca-humedad específica



II.3.4.2. DIAGRAMA DE ASHRAE

Este diagrama toma como variables independientes la entalpía (eje X) y la humedad específica (eje Y), representándose las demás variables de forma parametrizadas.

Con el fin de visualizar con mayor facilidad las condiciones de un punto del diagrama, sus ejes no son perpendiculares, sino que forman un ángulo de aproximadamente 24,5° y se representa el eje Y a la derecha del diagrama.

- *Líneas de entalpía constante:* Es una variable independiente y se representa con rectas paralelas que forman un ángulo de 65,5° con la horizontal que es el eje X del diagrama. La unidad de medida es kJ/ kg_{as}.
- *Líneas de humedad específica constante:* Variable independiente y que se representa con unas rectas paralelas a las horizontales. Es el eje Y del diagrama. Su unidad de medida es kg/kg_{as} aunque a veces se suele expresar g/kg_{as}.
- *Líneas de temperatura seca constante:* Según la ecuación de la entalpía citada anteriormente:

$$h = C_{p_{as}} T_s + X (\lambda + C_{p_v} T_s) \quad (\text{E-II.28})$$

en el diagrama (h, X) son rectas no paralelas de pendiente variable. En el diagrama dada su posición y poca pendiente, se suelen confundir con rectas verticales.

- *Líneas de humedad relativa constante:* Son curvas que tienen una apariencia análoga a la desarrollada para el diagrama de Carrier.
- *Líneas de temperatura húmeda constante:* Según la siguiente expresión en función de la entalpía resulta:

$$h = C_{p_{as}} T_s + X_s^* (\lambda + C_{p_v} T_h) - (X_s^* - X) C_{p_w} T_h \quad (\text{E-II.29})$$

es decir:

$$h = f(T_h) + C_{p_w} T_h X \quad (\text{E-II.30})$$



Luego son rectas no paralelas de pendiente variable que son muy próximas a las de entalpía constante.

- *Líneas de volumen específico constante:* Se obtienen de la siguiente expresión:

$$h = X \cdot \lambda + \frac{v_e}{287} (Cp_{as} + X Cp_v) \left[1 - \frac{X}{0,62198 + X} \right] P_T \quad (E-II.31)$$

Por lo que son líneas curvas. No obstante y de forma práctica se confunden con rectas oblicuas, ya que el término entre corchetes es muy próximo a 1.

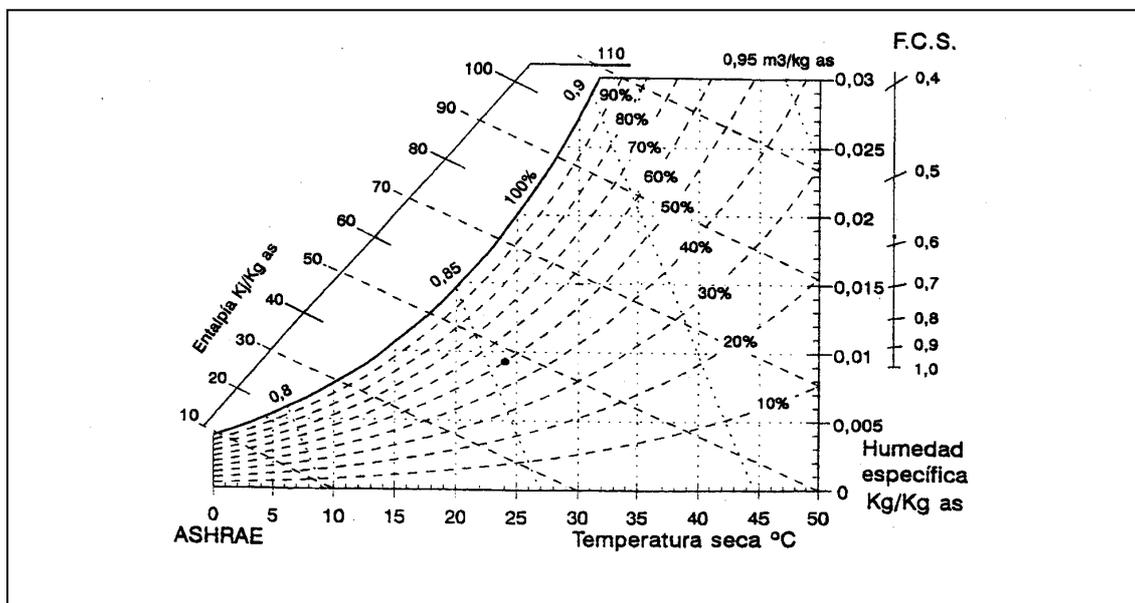


Figura II.7: Diagrama psicrométrico ASHRAE entalpía-humedad específica

II.3.5. PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

II.3.5.1. Planteamiento general

Los procesos en aire acondicionado tratan de describir las variaciones en las propiedades termodinámicas del aire húmedo entre los estados inicial y final, así como la transferencia de masa y energía entre el aire húmedo y otro medio como puede ser el agua, un refrigerante o el propio aire húmedo. Para realizar el análisis y el cálculo de las propiedades termodinámicas del aire húmedo, se emplean los principios de conservación de la masa y el de la energía.



La variación de entalpía tiene dos contribuciones:

- Calor sensible: cantidad de calor necesaria para variar la temperatura de un aire húmedo desde una temperatura inicial 1 a una final 2 sin variar la humedad específica.

$$Q_{sensible} = m_A \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \cdot (Cp_{as} + X_2 \cdot Cp_v) \quad (E-II.32)$$

- Calor latente: cantidad de calor necesaria para modificar la humedad específica del aire desde una humedad inicial 1 a una final 2 a una temperatura constante.

$$Q_{latente} = m_A \cdot (X_2 - X_1) \cdot (\lambda + T_{s1} \cdot Cp_v) \quad (E-II.33)$$

Por tanto la cantidad d calor total por unidad de tiempo transferido al aire húmedo en cualquier transformación se puede obtener como:

$$Q_T = Q_{sen} + Q_{lat} = m_A (h_2 - h_1) = \sum_{entrada} m_{vi} h_{vi} + Q - \sum_{salida} m_{vi} h_{vi} \quad (E-II.34)$$

Cpv es el calor específico del vapor de agua y Cpas el calor específico del aire seco, siendo Q_{sen} el calor sensible y Q_{lat} el calor latente del aire, λ como calor latente de vaporización del agua.

En la tabla II.4 se muestra la diferencia de entalpías *h* y de humedades específicas *X*, que hay entre la salida y la entrada de aire, según diferentes procesos que puede sufrir.

Tabla II.4: Variación de entalpía y humedad específica para procesos del aire húmedo

Tipo de tratamiento	h ₂ -h ₁	X ₂ -X ₁
Calentamiento	>0	0
Enfriamiento	<0	0
Humidificación adiabática	0	>0
Secado adiabático	0	<0
Calentamiento y humidificación	>0	>0
Enfriamiento y humidificación	<0	>0
Calentamiento y deshumidificación	>0	<0
Enfriamiento y deshumidificación	<0	<0



El factor de calor sensible (FCS) es el cociente entre el calor sensible y el calor latente total del proceso.

$$FCS = \frac{(T_{s2} - T_{s1}) \cdot (Cp_{as} + X_2 \cdot Cp_v)}{h_2 - h_1} \text{ es decir } \frac{\text{Calor sensible}}{\text{Calor total}} \quad (\text{E-II.35})$$

El conjunto de transformaciones psicrométricas que tienen lugar en los equipos de aire acondicionado es complejo, resultando unión de transformaciones simples,

A continuación se analiza el proceso similar al que se produce en los recuperadores rotativos.

II.3.5.1. Flujo de aire húmedo sobre una superficie a distinta temperatura

Se trata de situaciones muy frecuentes en instalaciones de climatización cuando se usan baterías de agua caliente o fría, o baterías de expansión directa (refrigerante cambiando de estado en su interior).

Se pueden distinguir varias transformaciones dependiendo de la temperatura superficial de la batería con respecto a la temperatura seca y de rocío del aire.

En este caso, se va a analizar el caso en que la temperatura superficial de la batería superior a la temperatura seca del aire: serpentín seco (Calentamiento sensible)

En este supuesto el aire sufre un aumento de su temperatura seca, no aportándose ni eliminándose vapor de agua, por lo cual aplicando los balances de materia al aire seco y al agua y particularizados en este caso:

$$m_1 = m_2$$

$$X_1 = X_2$$

En condiciones ideales la temperatura de salida del aire coincidiría con la del fluido interno, no obstante en un proceso real tanto el tiempo de contacto como la superficie de intercambio son limitados, por lo que la temperatura final del aire no llega a dicha cota máxima.



Si se analiza el proceso de forma microscópica, se encontrarían partículas de aire que alcanzan la temperatura de la batería, o de sus aletas, y que serían las que se encuentran en contacto con la misma; a continuación y dentro de la capa límite térmica, dicha temperatura iría descendiendo hasta la temperatura del medio no perturbado (en el caso de que la distancia entre aletas fuera considerable). No obstante lo anterior, y por circular de forma turbulenta, no se pueden encontrar diferencias de temperaturas apreciables en el aire a la salida, habiéndose homogeneizado hasta una temperatura intermedia.

El mismo proceso a nivel global se puede representar como si una parte del aire húmedo atravesara la batería sin verse influenciado por su presencia y el resto del aire como si fuera tratado totalmente, es decir, que saliera a la temperatura del fluido interno. El resultado final sería la mezcla de ambas corrientes.

Como se puede comprender, la cantidad que se debe considerar completamente tratada depende de las condiciones de circulación del aire por la batería (su velocidad), la distancia entre aletas dejada para el paso del aire y el número de tubos en dirección del aire (superficie), es decir es una propiedad que básicamente sólo depende de la construcción de la batería [9, Carrier España S.A.].

Se define el factor de by-pass de la batería FB como la proporción de aire seco no tratado respecto a la proporción de aire seco total:

$$FB = \frac{m_{no\text{tratado}}}{m_{total}} \quad (E-II.36)$$

pudiéndose establecer una relación entre el factor de by-pass, el coeficiente global de intercambio de calor de la batería (UA) y sus condiciones de diseño.

Haciendo uso de la regla de la palanca para mezcla de un aire completamente tratado (condiciones f), con un aire no tratado (condiciones 1), se obtendrán las condiciones del aire a la salida (condiciones 2) mediante:

$$FB = \frac{m_{no\text{tratado}}}{m_{total}} = \frac{h_2 - h_f}{h_1 - h_f} = \frac{T_{s2} - T_f}{T_{s1} - T_f} \quad (E-II.37)$$



Siendo:

1 Condiciones del aire a la entrada de la batería

2 Condiciones del aire a la salida de la batería

T_f Temperatura del fluido interno caliente

h_f Entalpía de un aire que se encuentre con una humedad específica X y a una temperatura seca igual a la temperatura del fluido interno T_f .

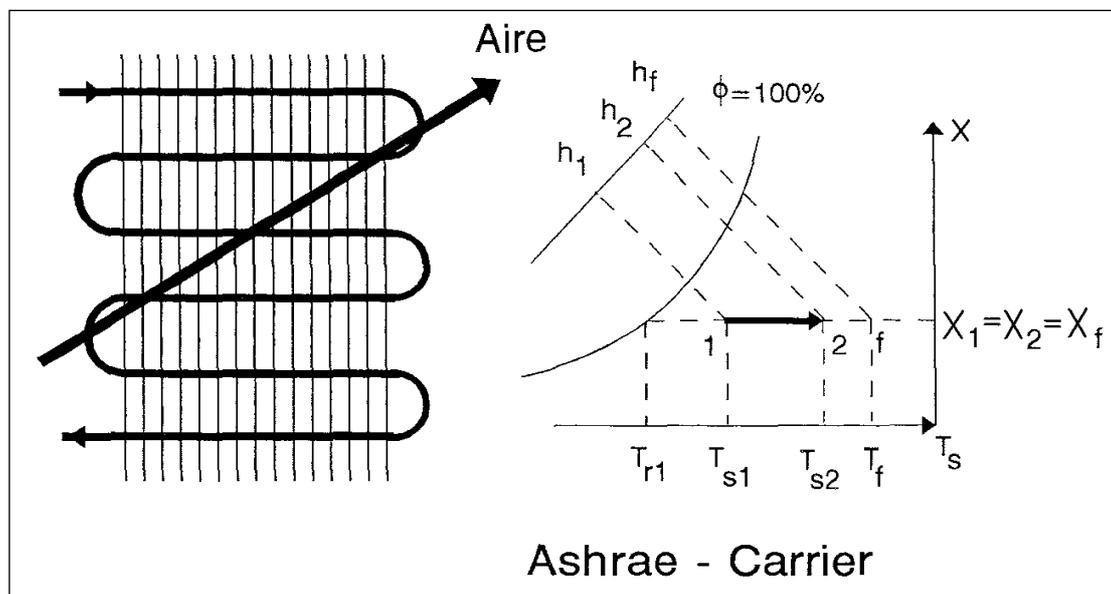


Figura II.8: Batería caliente y su representación en los diagramas

La temperatura y la entalpía real de salida del aire de una batería que posea un factor de by pass FB y trabaje con un fluido a una temperatura T_f , será:

$$h_2 = h_1 - FB \cdot (h_f - h_1) \quad (\text{E-II.38})$$

$$T_{s2} = T_f - FB \cdot (T_f - T_{s1}) \quad (\text{E-II.39})$$

con lo cual se tienen completamente definidas las condiciones del aire a la salida.

La cantidad de calor transferido por unidad de tiempo en serpentines secos es proporcional al salto de temperaturas secas entre el aire y el fluido que circula por el interior del serpentín.



Dicha cantidad de calor por unidad de tiempo comunicada por la batería se podrá obtener por la expresión del balance de energía (cuando no existen corrientes de agua):

$$Q_{sen} = m_1(h_2 - h_1) = m_1(1 - FB)(h_f - h_1) \quad (E-II.40)$$

donde Q_{sen} es el calor ganado por el aire en la unidad de tiempo, empleado totalmente en aumentar la temperatura del mismo. También es conocido como calor sensible.

En función del volumen tratado ($m_1 = V_1/v_{e1}$):

$$Q_{sen} = V_1(h_2 - h_1)/v_{e1} = V_1(1 - FB)(h_f - h_1)/v_{e1} \quad (E-II.41)$$

V_1 Caudal volumétrico a la entrada de la batería.

v_{e1} Volumen específico del aire a la entrada de la batería

Para obtener dichas expresiones en función de las temperaturas, se sustituyen las entalpías del aire, resultando:

$$Q_{sen} = m_1(T_{s2} - T_{s1})(C_{pas} + X_1 C_{pv}) = m_1(1 - FB)(T_f - T_{s1})(C_{pas} + X_1 C_{pv}) \quad (E-II.42)$$

Capítulo III:

ANÁLISIS

EXPERIMENTAL

En este capítulo se describirá el montaje experimental del recuperador de calor sensible rotativo utilizado para las mediciones experimentales, así como los instrumentos de medida utilizados y la calibración necesaria para llevar a cabo dichas mediciones. También se mostrarán los resultados obtenidos mediante la experimentación.

El objetivo del montaje experimental fue observar el comportamiento del recuperador ante distintas condiciones de trabajo, al mismo que tiempo que analizar la influencia de distintos parámetros (caudal, temperatura, humedad específica) en la eficiencia de recuperación y en la evolución térmica de las corrientes de aire.





III.1. EQUIPO EXPERIMENTAL

A continuación se presentan los elementos principales utilizados en el Laboratorio de Termotecnia para la realización del montaje experimental del sistema rotativo de recuperación de energía. Estos elementos son:

- Un sistema de recuperación de calor sensible rotativo sobre el que medir las variables de operación.
- Dos Unidades de Tratamiento de Aire (UTAs) que proporcionen los caudales de aire de ventilación requeridos.
- Elementos de distribución del aire que permitan conectar los distintos dispositivos que conforman el sistema recuperador canalizando las corrientes de aire de impulsión (plenums y conexiones).
- Medidores de caudal por un lado, y de temperatura y humedad por otro.

III.1.1. RECUPERADOR ROTATIVO

El sistema de recuperación de energía que se pretende estudiar con este montaje experimental puede verse en la figura III.1. Se trata de un recuperador rotativo de calor sensible de aire del aire de la corriente de extracción. Dispone de un motor eléctrico, el cual mediante una correa acciona el tambor del intercambiador. El sistema está montado sobre un soporte metálico.

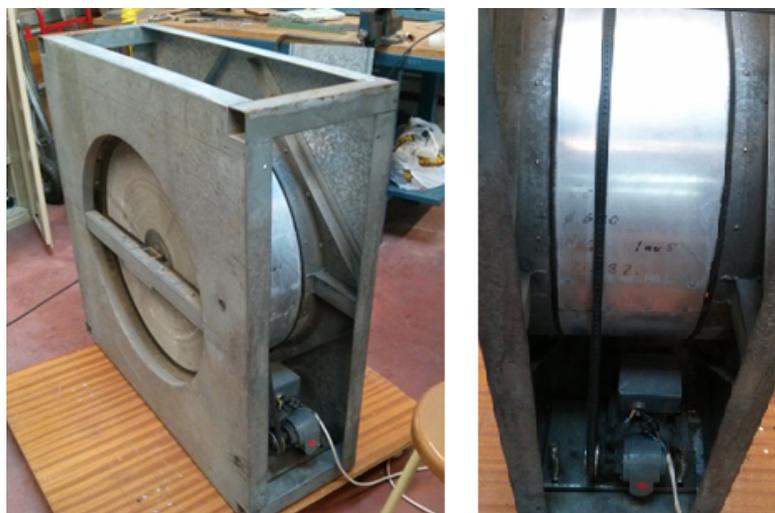


Figura III.1: Recuperador rotativo



III.1.2. UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE

Para proporcionar al recuperador los caudales de aires necesarios, se dispusieron dos unidades de tratamiento de aire (UTA). Estas unidades proporcionan el suministro de aire de ventilación requeridos por el sistema experimental al mismo tiempo que permiten variar la temperatura y humedad de la corriente de aire.

Una de ellas estaba conectada a la toma del OA (*outdoor air*) y otra al RA (*return air*), simulando así el caudal procedente del exterior del edificio, y el sacado del interior, respectivamente.

III.1.2.1. Primera UTA

La primera de las UTAs con la que se desarrolla la práctica se puede esquematizar de acuerdo con la figura III.2.

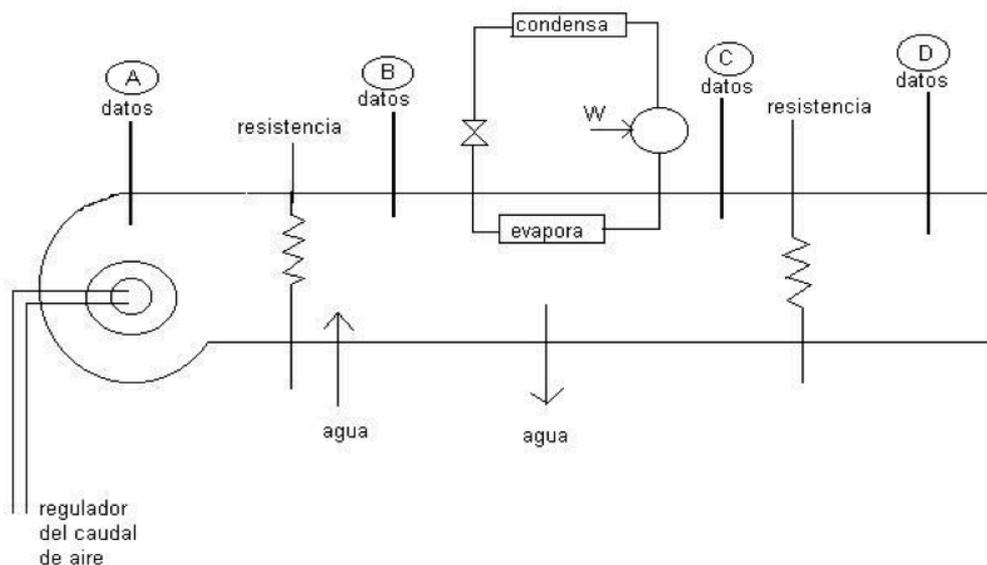


Figura III.2: Primera UTA

El aire se suministra desde un ventilador que posee un regulador de velocidad con el que regulamos el caudal.

Después del ventilador, el aire atraviesa tres resistencias de 1.2 kW cada una y es humectado mediante un aporte de vapor procedente de una caldera eléctrica convencional, equipada con 2 resistencias de 1 kW cada una. A continuación, el aire atraviesa el evaporador de una máquina frigorífica, que enfría y condensa parte del agua que contiene el aire húmedo. Finalmente se hace pasar la corriente por dos resistencias de 0.5 kW cada una.



La combinación de las diferentes posibilidades de conexión y desconexión de resistencias, y del caudal de aire impulsado, permiten observar distintas evoluciones psicrométricas del aire tras su paso por la unidad de tratamiento de aire.

III.1.2.2. Segunda UTA

Para que trabaje el recuperador rotativo, es necesaria una segunda UTA que suministre el segundo caudal entrante en el recuperador. Esta segunda UTA que se utilizó, permite directamente establecer la temperatura deseada (no la potencia de calentamiento como en el caso anterior).

En la figura siguiente III.3 se muestra una imagen de esta UTA.



Figura III.3: Segunda UTA

Se ha instalado, además, un humidificador con control que permite simular diferentes condiciones en cuanto a los contenidos en humedad del aire utilizado en el desarrollo experimental.

Adicionalmente, se ha colocado una caja de mezcla antes de impulsar el aire hasta la cámara climática que se utiliza como local acondicionado. Estos elementos se pueden observar en la figura III.4.

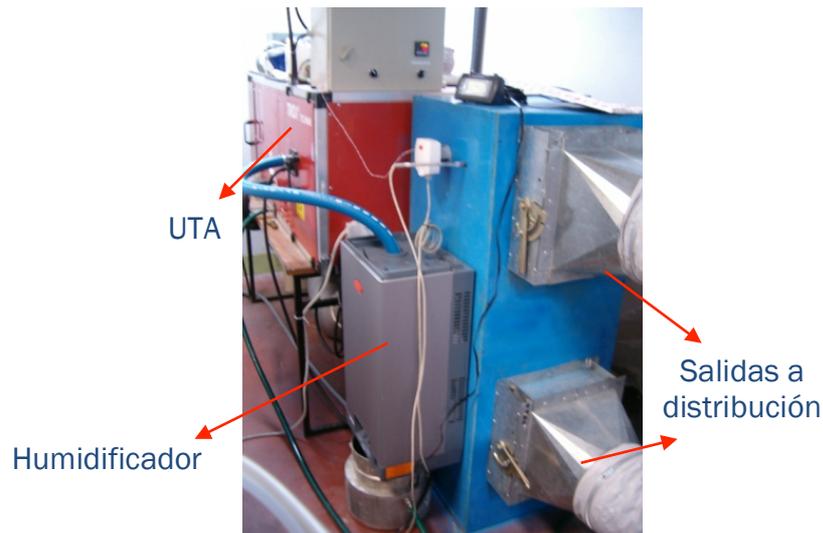


Figura III.4: UTA equipada con control de temperatura, humidificación y plénum de distribución

III.1.3. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

Los sistemas de distribución del aire constan de los propios conductos de aire, acompañados además de los plenums de distribución y conexión.

III.1.3.1. CONDUCTOS DE DISTRIBUCIÓN

Para la distribución del aire, se emplearon conductos plásticos de aire flexibles de 250 mm de diámetro que permitiesen conectar los elementos disponibles en el banco de ensayos. Un detalle de estos conductos se muestra en la figura III.5.



Figura III.5: Detalle de los conductos de aire flexible



Dichos conductos se utilizaron para llevar las corrientes de aire desde las UTAs hasta el recuperador y del recuperador a las salidas, de acuerdo con la configuración que se eligió para llevar a cabo el montaje experimental, como se verá más adelante.

III.1.3.2. PLENUMS DE DISTRIBUCIÓN Y CONEXIÓN

En el dispositivo experimental se dispusieron tres plenums para llevar a cabo las conexiones entre los diferentes elementos del montaje y los conductos de aire flexibles.

Dos plenums fueron utilizados en el propio recuperador de energía. Cada uno de ellos se dispuso en una de las caras del sistema recuperador. Dichos plenums fueron anclados mediante tornillos al soporte metálico del recuperador y posteriormente sellados mediante silicona de manera que se minimizaran las pérdidas de aire durante el experimento y evitar la mezcla de aire de las diferentes corrientes en el mismo. Uno de los plenums puede verse en la figura III.6.



Figura III.6: Plenum de distribución anclado a una de las caras del recuperador.

En la figura siguiente III.7 se muestra el plenum de distribución de aire desde la UTA que suministraba el caudal de ventilación, al conducto que va hacia el recuperador.



Figura III.7: Plénium conectado a la UTA que simula el caudal de ventilación.

III.1.4. INSTRUMENTOS PARA LA MEDICIÓN DE CAUDALES

III.1.4.1. PLACAS ORIFICIO

Para poder medir los caudales de aire impulsado y retornado de la instalación, se ha realizado la calibración de los manómetros de presión diferencial utilizados para medir la pérdida de carga en una serie de placas orificio, como se explicará más adelante.

Estas placas orificio, que han sido fabricadas en el laboratorio, se calibran empleando una tobera abierta de la casa TECNER TG-50. De esta manera, se relacionan los caudales de aire que circulan por las placas de orificio y la pérdida de carga que experimenta el aire.

Las placas orificio presentan una reducción de la sección de paso del fluido, dando lugar a un aumento de velocidad del mismo. Esto origina un incremento de la energía cinética del fluido y, por consiguiente, una disminución de presión en una proporción equivalente, de acuerdo con el principio de conservación de la energía, creando así una diferencia de presión estática entre las secciones aguas arriba y aguas abajo del medidor.



Para la medida de los caudales volumétrico de aire que circulaba en cada uno de los dos elementos principales de la instalación (entradas y salidas del recuperador) se parte de las medidas de presión diferencial obtenidas a partir de los valores proporcionados por los equipos de medición (diferencia de presión entre la entrada y salida de placas) intercalados en los conductos de aire.

Las tomas de presión se disponen junto a placas orificio de PVC, situando una toma a un diámetro de distancia aguas arriba desde la placa orificio y la otra a medio diámetro de distancia aguas abajo (250 mm y 125 mm respectivamente). Se puede ver unas de las placas orificio en la figura III.8.

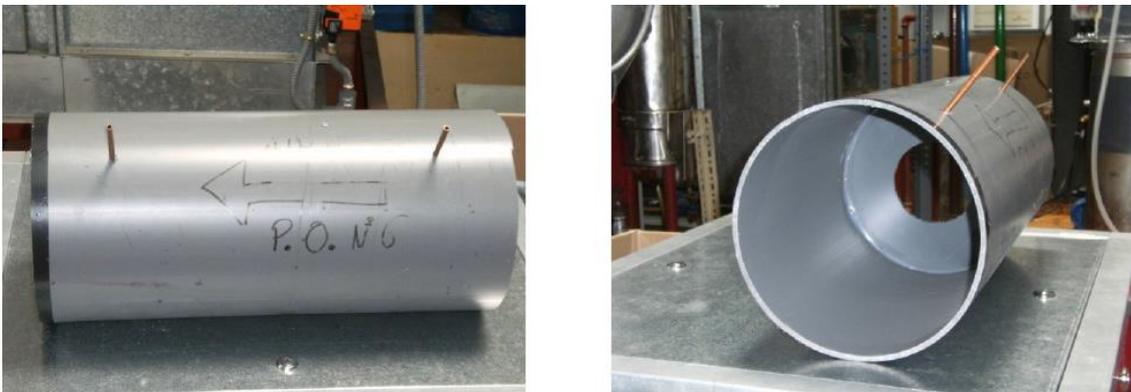


Figura III.8: Ejemplo de placa orificio utilizada

III.1.4.2. TRANSDUCTOR DIGITAL

Para llevar a cabo la medición se utilizó un transductor digital multifunción que permitía obtener valores numéricos de las magnitudes de presión diferencial experimentadas en las placas orificio.

Para la conexión del transductor, se dispusieron unos manguitos de plástico aguas arriba y aguas debajo de la placa orificio que iban conectados a la entrada correspondiente del transductor.

El equipo multifunción permite obtener el valor promedio de las magnitudes para un intervalo de tiempo determinado. De esta manera se pudo obtener valores promedio de las magnitudes una vez el montaje experimental se encontraba en un estado estacionario.



Figura III.9: Transductor digital Testo 435 utilizado en el montaje

III.1.5. SISTEMA DE MEDICIÓN DE TEMPERATURAS Y HUMEDADES

Para el registro de la evolución de la temperatura y la humedad de los 4 caudales existentes (OA, SA, RA, EA), se utilizaron 4 sensores testo 175 H1.

Estos sensores permiten tomar medidas cada 10 segundos, para un intervalo de temperaturas de entre -20°C y $+55^{\circ}\text{C}$, y un rango de humedades relativas de entre el 0 y el 100%. La resolución era de 0.1°C y $0.1\% \text{HR}$. La exactitud, de $\pm 0.4^{\circ}\text{C}$ y $\pm 2\% \text{HR}$ [W-3, Testo, 2014].



Figura III.10: Registrador de datos de temperatura y humedad



III.2. DESARROLLO DE EXPERIMENTOS

III.2.1. CONFIGURACIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Tras haber visto cuáles son los componentes que forman el equipo experimental, y sus características, es el turno de ver la configuración del montaje.

El esquema de la figura III.11 representa esto simplificado:

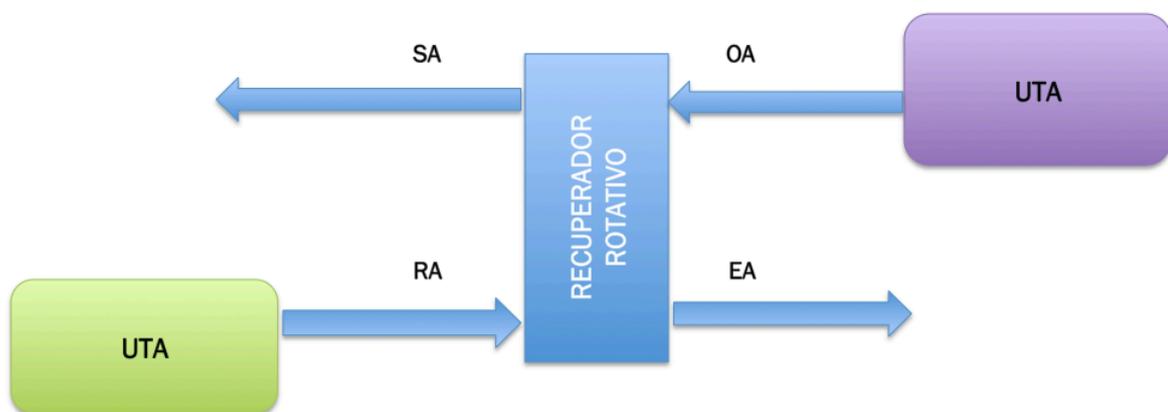


Figura III.11: Esquema de la instalación experimental

La conexión de una UTA u otra a las corrientes de aire OA y RA, varió en los días en que se llevó a cabo la experimentación. Debido a las diferentes características y posibilidades de cada una, la variación de la UTA utilizada, permitía un mayor rango de variaciones con las que experimentar.

III.2.2. CALIBRACIÓN DE LAS PLACAS OFICIO

Para medir los caudales de las diferentes corrientes de aire que circulan por el recuperador se utilizan, como ya se indicaba en el apartado II.1.4, unas placas orificio construidas en tubería de PVC.

Como se adelantaba en el epígrafe III.1, estas placas orificio, que han sido fabricadas en el laboratorio, se calibrarán empleando una tobera abierta de la casa TECNER TG-50 de acero inoxidable, en la que se medirá el caudal. De esta manera, se relacionan los caudales de aire que circulan por las placas de orificio y la pérdida de carga que experimenta el aire.



En la siguiente figura III.12 se muestran los elementos utilizados en la calibración y medida de caudal de aire. Se puede observar que hay distancia suficiente de tubería flexible de PVC, que es la utilizada en los conductos entre la posición de la placa orificio y la tobera, de manera que se establezcan adecuadamente las líneas de flujo de aire.

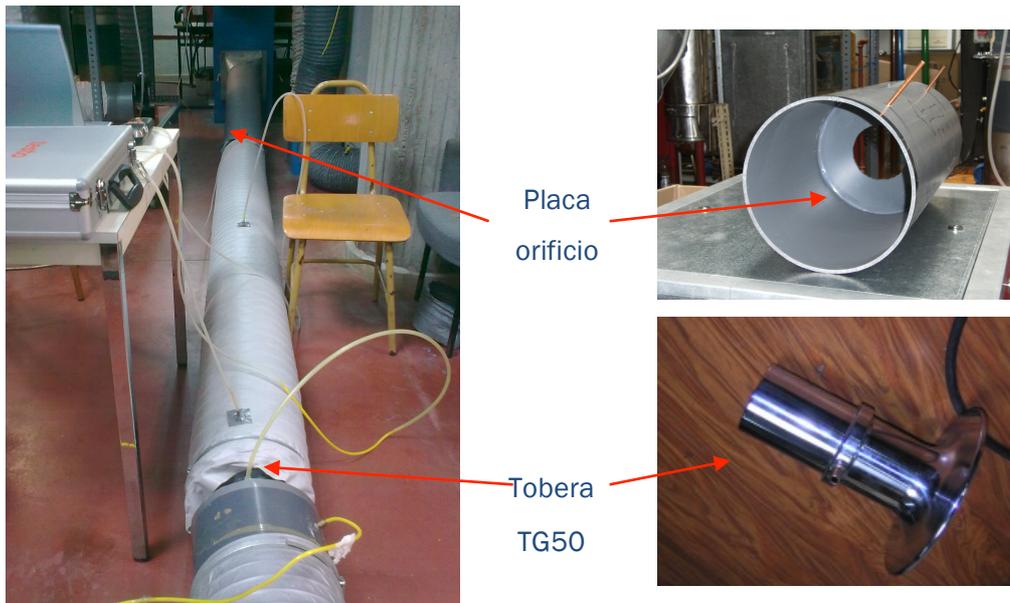


Figura III.12: Esquema de la instalación experimental

En la figura siguiente se muestran las posiciones donde hay que realizar las tomas de presión y la distancia mínima a las singularidades de la instalación para medir adecuadamente la pérdida de carga en la tobera TG50.

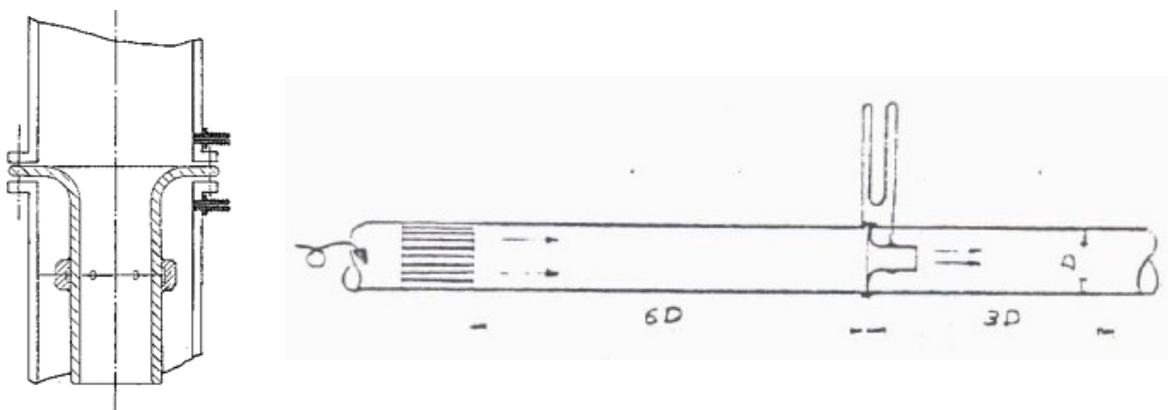


Figura III.13: Esquema de la instalación experimental



En la figura siguiente III. 14 se aportan las rectas de calibración de las toberas, que permiten, mediante la lectura de la pérdida de carga en la tobera, determinar los caudales de aire.

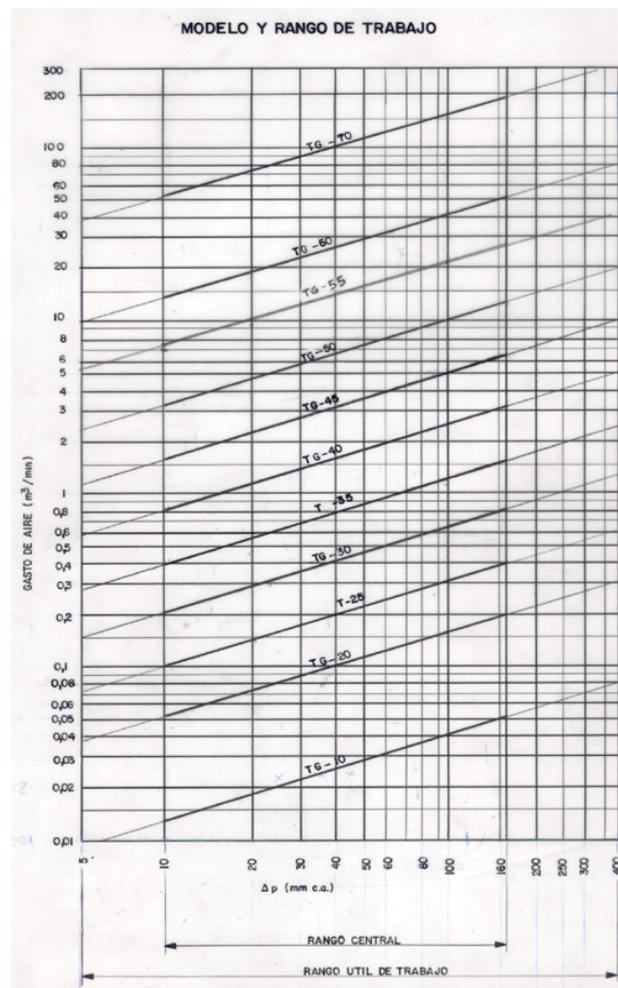


Figura III.14: Esquema de la instalación experimental

El procedimiento de calibración de las placas orificio consiste en poner en serie la placa orificio y, a suficiente distancia, la tobera. Se miden las pérdidas de carga tanto en la tobera, como en la placa orificio que se esté calibrando.

Con la pérdida de carga de la tobera y la tabla de la figura anterior, se determina el caudal que está circulando por el conducto, tanto por la tobera como por la placa orificio.

Finalmente se estudia la correlación de los caudales que circulan por la placa orificio (medidos mediante la pérdida de carga en la tobera), con las pérdidas de carga leídas en la placa.



Se pueden utilizar diferentes correlaciones para ajustar los caudales circulantes con las pérdidas de carga. Además se han medido diferentes caudales en diferentes posiciones para ver cómo afecta la posición de las lecturas de ΔP dado que, dependiendo de si las líneas de flujo se han desarrollado completamente o no, la posición de las sondas de lectura puede afectar en la correlación que se deba utilizar.

A continuación se aportan los datos experimentales recogidos en diferentes series de medidas, que nos pueden permitir realizar las calibraciones de caudal a través de las placas orificio:

Tabla III.1: Errores absolutos de temperatura y humedad relativa para las cuatro sondas.

Ensayo	PÉRDIDA DE CARGA [Pa]					P. CARGA [mmca]	CAUDAL		
	TOBERA	PO 2	PO 3	PO 4	PO 6	PO 7	TOBERA	m ³ /min	m ³ /h
1	337	139	119	114	102	103	34,39	5,98	358,85
2	286	121	105	99	88	89	29,18	5,51	330,35
3	271	116	98	92	80	81	27,65	5,36	321,49
4	255	99	86	81	71	72	26,02	5,20	311,77
5	230	90	74	73	65	65	23,47	4,93	295,96
6	205	80	68	67	58	59	20,92	4,65	279,27
7	191	75	64	61	53	54	19,49	4,49	269,48
8	165	67	55	55	49	49	16,84	4,17	250,31
9	137	54	48	44	40	39	13,98	3,80	227,90
10	103	40	35	34	29	30	10,51	3,29	197,36
11	103	40	35	33	30	30	10,51	3,29	197,36
12	108	36	34	35	30	37	11,02	3,37	202,13
13	337	115	115	110	98	117	34,39	5,98	358,85

La ecuación que permite determinar el caudal que circula por la tobera (m³/min) en función de la pérdida de carga, dado que la figura proporcionada por el fabricante posee una escala logarítmica, es:

$$\dot{V} = 10^{0.0018+0.5044 \cdot \log(\Delta P)} \quad (\text{E-III.1})$$

Se ha observado que dependiendo dónde se coloquen las tomas de presión en las placas orificio, las líneas de flujo de aire se han desarrollado completamente o no, lo que afecta sobre los valores de la pérdida de carga ΔP .



Con el fin de determinar cómo afectan las tomas de presión en las placas orificio, se han utilizado para la lectura de ΔP , dos criterios. En ambos casos la toma de presión se realiza en el tubo que soporta la placa orificio, al menos un diámetro de conducto antes de lo que actúa como placa. La diferencia entre ambos criterios se encuentra en la posición en la que se realiza la toma después de pasar por la placa. En el primer criterio la toma se realiza en la posición prevista en el dispositivo, normalmente dos diámetros después del paso por el orificio. El segundo criterio utiliza una la posición al menos de 6 diámetros después de atravesar la placa. La siguiente figura muestra la disposición de la toma y el transductor utilizado para la medición.

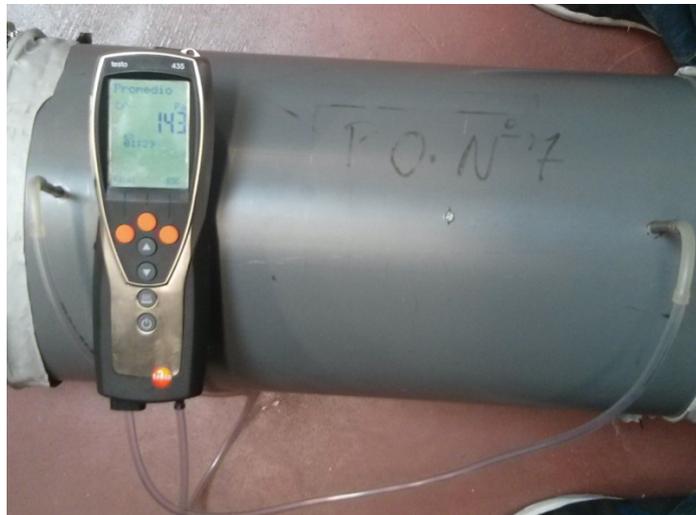


Figura III.15: Esquema de la instalación experimental

Para el caso de la PO 3, dado que solo dispone de la toma antes de la placa orificio, para utilizar el primer criterio se toman dos diámetros después de la placa.

Hay que hacer notar que, aunque no se hayan desarrollado en el primer criterio las líneas de flujo de aire, dado que se relaciona el caudal con el ΔP , en caso de que las medidas no sean reproducibles, los valores de los coeficientes de correlación no serán próximos a la unidad.

Se han utilizado tres tipos de ajuste para correlacionar los datos experimentales. El primero de ellos es un ajuste lineal típico de estas calibraciones. El segundo ajuste se realiza mediante una ecuación logarítmica, dado que el ajuste de la tobera tiene esta forma de ecuación. El tercero pretende calcular la constante de la placa orificio, determinada como el cociente del caudal y la raíz cuadrada de la pérdida de carga.



El tercer ajuste se basa en que siempre las pérdidas de carga, bien sean lineales o debidas a las singularidades, son proporcionales a la carga dinámica, definida como la mitad del producto de la densidad y la velocidad del fluido al cuadrado.

Dado que el caudal es proporcional a la velocidad, se puede establecer para cualquier dispositivo que genere una pérdida de carga, la relación de la ecuación E-III.2, que será característica del dispositivo.

$$\dot{V} / \Delta P \quad (E-III.2)$$

En esto se basan los conceptos del Cv de una válvula o la constante de un difusor de aire.

A continuación se presentan los datos de los tres ajustes realizados que acaban de ser explicados:

- Regresión lineal.

La ecuación que permitirá calcular el caudal será:

$$\dot{V} = a + b \cdot \Delta P \quad (E-III.3)$$

De acuerdo con esto, los resultados obtenidos para las cuatro placas orificio son:

Tabla III.2: Resultados obtenidos para el ajuste por regresión lineal.

		PO 3	PO 4	PO 6	PO 7
Criterio 1: Tomas existentes	Pendiente (b)	0,0811	0,0895	0,1881	0,1848
	Ordenada (a)	2,8610	2,3320	2,0850	2,0648
	Correlación	0,9937	0,9879	0,9958	0,9953
Criterio 2: Tomas alejadas	Pendiente (b)	0,0305	0,0326	0,0378	0,0341
	Ordenada (a)	2,4442	2,3911	2,3096	2,4555
	Correlación	0,9839	0,9880	0,9904	0,9711



- Ajuste logarítmico.

Para este caso, la expresión utilizada y los resultados obtenidos son:

$$\dot{V} = a + b \ln(\Delta P) \quad (\text{E-III.4})$$

Tabla III.3: Resultados obtenidos para el ajuste logarítmico.

		PO 3	PO 4	PO 6	PO 7
Criterio 1: Tomas existentes	Pendiente (b)	2,9676	2,3855	2,2012	2,2293
	Ordenada (a)	-4,0658	-1,7163	-08943	-1,0282
	Correlación	0,9917	0,9795	0,9892	0,9890
Criterio 2 Tomas alejadas	Pendiente (b)	2,1682	2,1976	2,1652	2,1693
	Ordenada (a)	-4,4963	-4,5297	-4,1203	-4,1562
	Correlación	0,9954	0,9966	0,9902	0,9931

- Constantes de la singularidad.

Finalmente los resultados obtenidos para las constantes de la singularidad, calculadas como el valor medio de las constantes de cada una de las medidas realizadas y la ecuación que permite el cálculo del caudal son:

$$K = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta P}} \Rightarrow \dot{V} = K \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (\text{E-III.5})$$

Tabla III.4: Resultados obtenidos para el ajuste mediante las constantes de singularidad.

		PO 3	PO 4	PO 6	PO 7
Criterio 1: Tomas existentes	K	1,0219	1,0219	1,2688	1,2861
Criterio 2: Tomas alejadas	K	0,5553	0,5670	0,6042	0,6014



A priori, parece que el ajuste que peores resultados va a proporcionar será el más simple, donde solo se ha calculado el valor medio de las constantes de las singularidades asociadas a cada placa orificio obtenidas para cada una de ellas, pero analizando los resultados se observa que este tipo de ajuste, basado en la teoría del cálculo de la pérdida de carga en la mecánica de fluidos, proporciona los mejores resultados de los tres ajustes.

Para evitar aportar excesiva cantidad de datos, se proporciona el análisis de errores realizado para las placas orificio 3 y 4. El comportamiento de las placas 6 y 7 son similares a las de la PO 4, dado que en esas situaciones se dispone de 2 tomas de presión en el dispositivo. Los resultados que se aportan a continuación son los errores relativos medidos en tanto por ciento, medio y máximo cometidos utilizando los reajustes propuestos.

Tabla III.5: Errores absolutos de temperatura y humedad relativa para las cuatro sondas.

	Error relativo % de la PO 3 Tipo de ajuste Caudal / ΔP			Error relativo % de la PO 4 Tipo de ajuste Caudal / ΔP		
	Lineal	Logarítmico	Media K	Lineal	Logarítmico	Media K
Medio	2,61	2,37	0,75	3,89	4,78	0,74
Máximo	14,99	14,49	3,35	51,35	53,01	2,46

Los resultados aportados demuestran que el mejor procedimiento de ajuste es el que utiliza la constante K de la singularidad introducida por la placa orificio, proporcionando valores muy inferiores a los de los otros procedimientos de ajuste, por lo que será éste el utilizado para determinar los caudales.



III.1.3. CALIBRACIÓN DE LOS SENSORES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD

Al igual que con las placas orificio, también se ha procedido a la calibración de los sensores Testo que se utilizarían para medir la temperatura y humedad de las corrientes de aire en las entradas y salidas del recuperador rotativo.

Se ha realizado una calibración de las sondas en un ambiente controlado para determinar las rectas de regresión que aportan los resultados proporcionados de temperatura y humedad relativa con los reales establecidos en el ambiente.

A continuación se muestran las evoluciones de las variables medidas de temperatura y humedad relativa y la calculada de humedad específica. Se representan los valores medidos por cada una de las 4 sondas. Dichos valores deberían coincidir o seguir al menos una evolución muy similar.

Primeramente se muestra la evolución temporal de temperaturas en los ensayos de calibración:

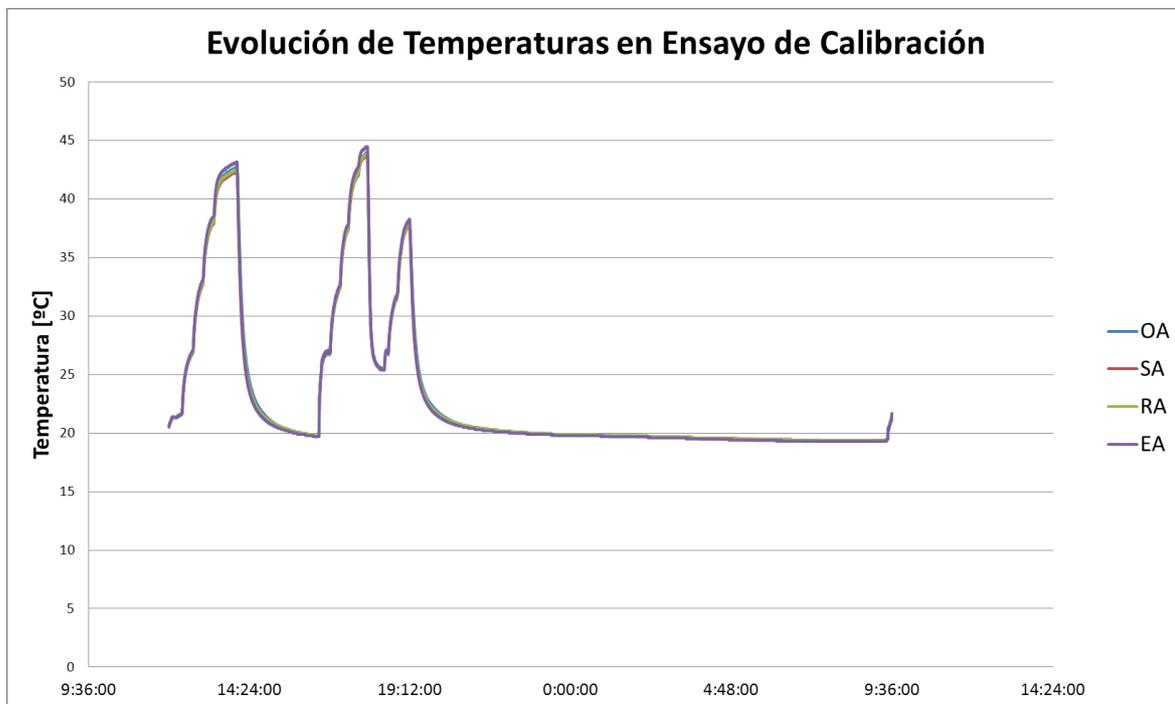


Figura III.16: Evolución de la temperatura en los ensayos de calibración.

Se puede observar que las sondas de temperatura miden prácticamente los mismos valores. En las cuatro gráficas de las sondas, los valores quedan casi superpuestos.



Seguidamente se muestra la evolución para las cuatro sondas, de la humedad relativa en los ensayos de calibración.

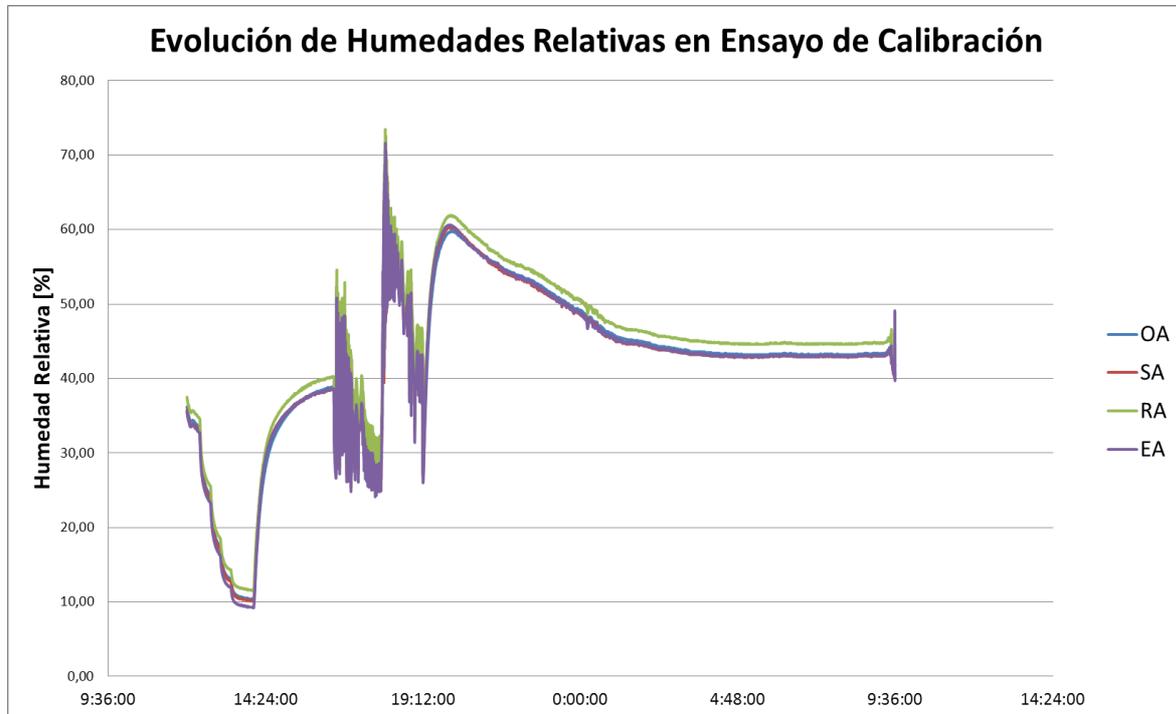


Figura III.17: Evolución de la humedad relativa de las sondas en los ensayos de calibración.

En esta figura se observa que la medida de la humedad relativa tiene más diferencia entre unas sondas y otras que en el caso de la temperatura.

El valor de la humedad relativa sirve para determinar uno de los parámetros que se utilizan en el tratamiento de resultados, que es la humedad específica. El cálculo de la humedad específica se realizará considerando que el comportamiento del aire se aproxima al de un gas ideal y que depende de la presión atmosférica, la temperatura y de la humedad relativa. De esta forma, la humedad específica se puede hallar a partir de la siguiente ecuación:

$$X = 0,622 \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (\text{E-III.6})$$

Donde P_v es la presión de vapor [°C] que se puede calcular como,

$$P_v = \frac{HR}{100} \cdot P_{sat} \quad (\text{E-III.7})$$



Siendo P_{sat} la presión de saturación [kPa], que se establece para una temperatura T [°C] mediante las constantes de Antoine para el vapor de agua, como se muestra en la ecuación E-III.3.

$$P_{sat} = \exp\left(16,262 - \frac{3799,89}{226,31+T}\right) \quad (\text{E-III.8})$$

Por tanto, a partir de los datos de temperatura y humedad relativa medidos en los ensayos de calibración, se puede calcular la evolución de la humedad específica de las sondas. Dicha evolución se muestra en la siguiente figura:

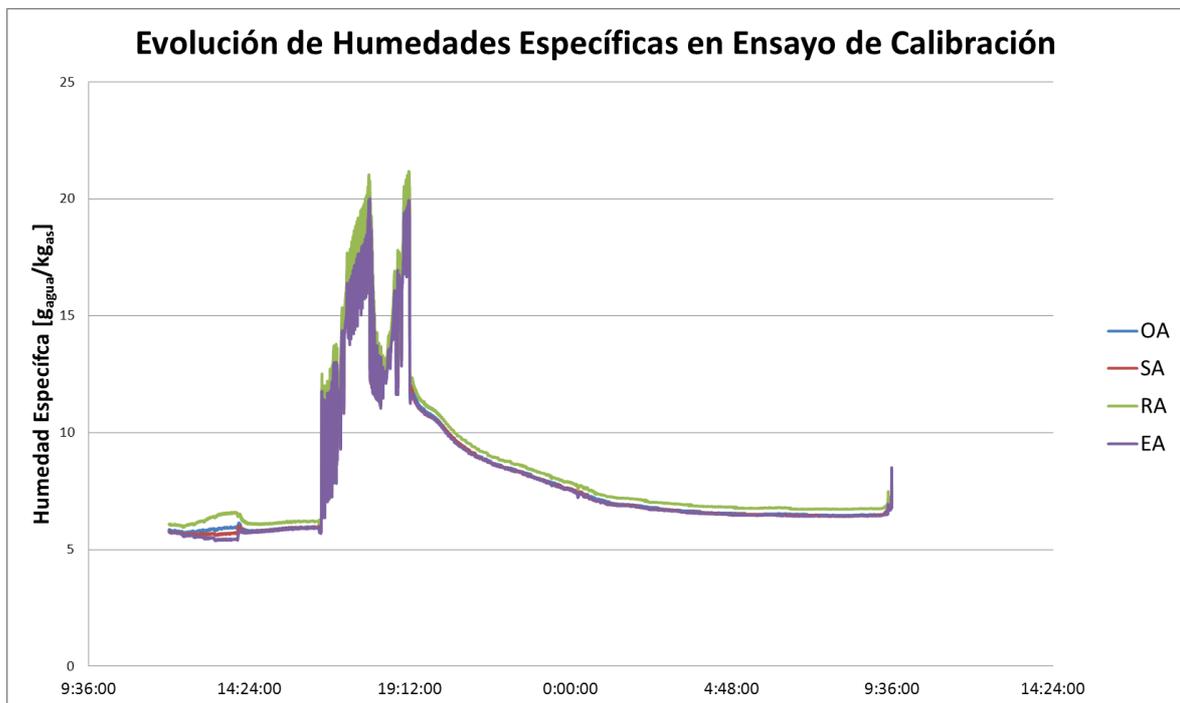


Figura III.18: Evolución de la humedad específica en los ensayos de calibración.

Un análisis de las gráficas presentadas anteriormente muestra que los valores de temperatura se muestran más precisos y exactos que los proporcionados por las mismas sondas para la medida de la humedad relativa, como ya se indicaba. Esto provoca que haya pequeñas diferencias en los resultados de la humedad específica que se utilizará como parámetro para realizar los balances de masa entre las corrientes que intervienen en la recuperación de energía.



Para poder realizar adecuadamente la calibración es necesario establecer un valor de referencia, que es el que se considerará como valor verdadero. En el estudio realizado se va a considerar que el valor verdadero es el valor medio de las lecturas de las cuatro sondas, sometidas a las mismas condiciones ambientales.

Dado que los parámetros que se analizan como la eficacia del recuperador o las relaciones de flujo de las corrientes de aire, se basan en determinar diferencias de variables (temperatura y humedad específica), es importante que los valores proporcionados por las diferentes sondas para unas determinadas condiciones sean el mismo, reduciendo el efecto del error sobre los resultados experimentales obtenidos en el tratamiento de datos.

Un análisis de los valores medidos respecto a los valores verdaderos de las diferentes sondas, muestra la sondas que van a disponer de mayor precisión. En las gráficas siguientes se muestran las diferencias para temperatura, humedad relativa y humedad específica calculada para las cuatro sondas utilizadas.

- Para la temperatura:

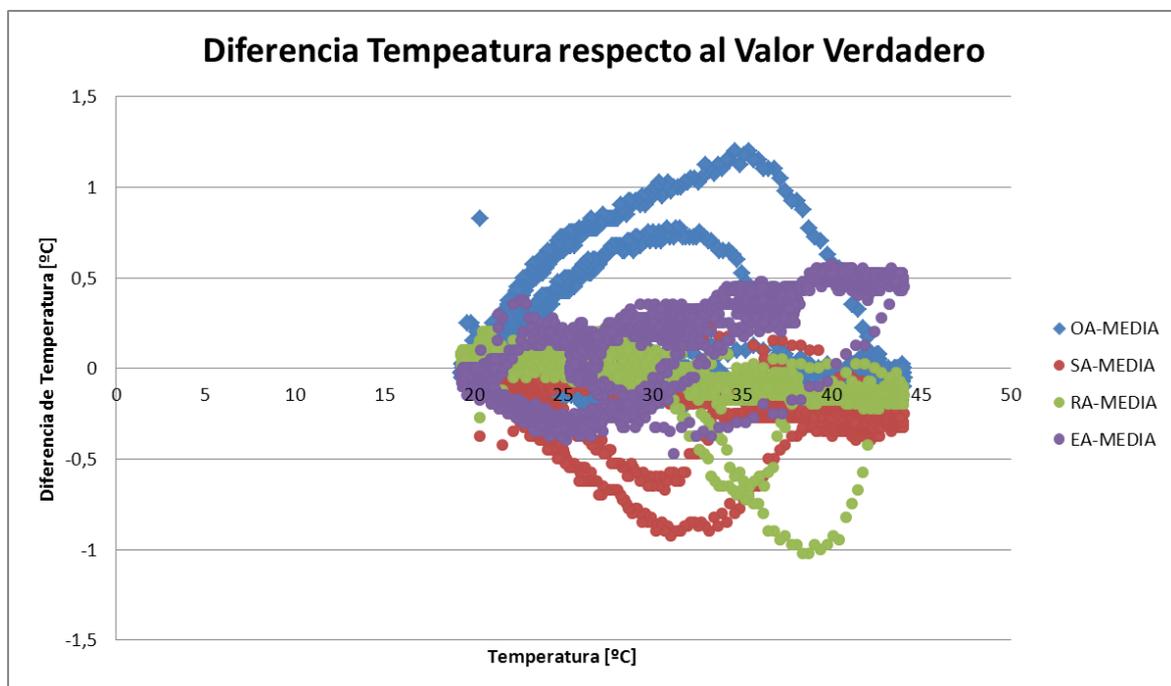


Figura III.19: Diferencia para la temperatura entre el valor medido y el valor verdadero.



- Para la humedad relativa:

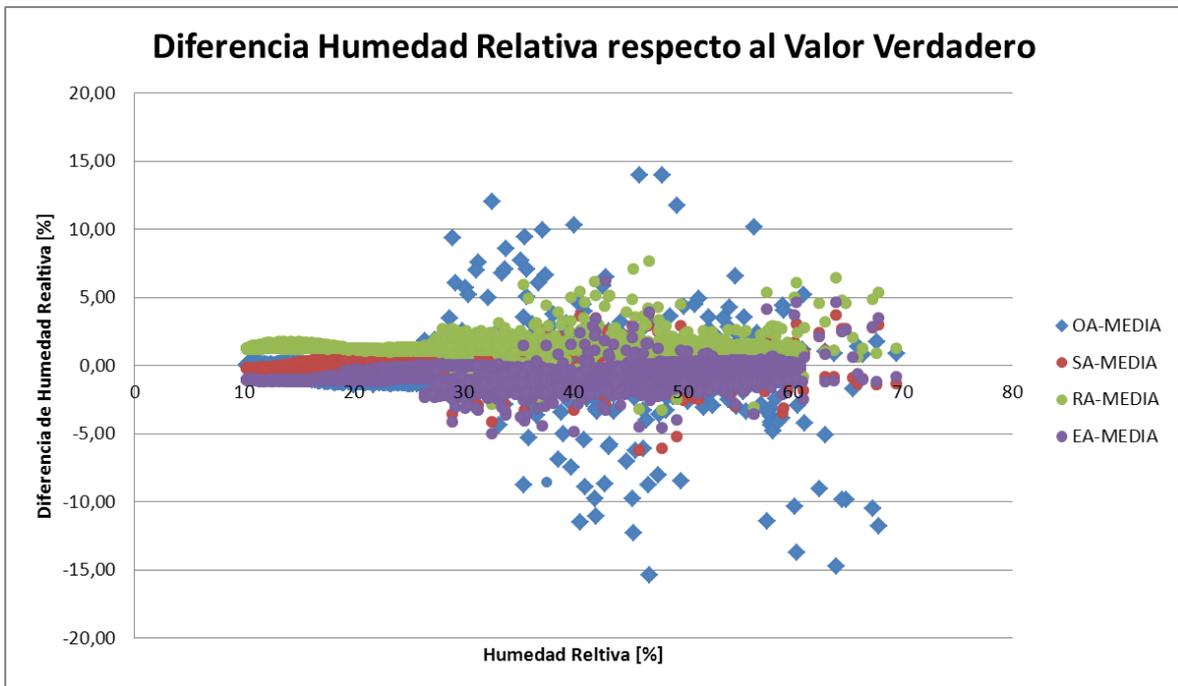


Figura III.20: Diferencia para la humedad relativa entre el valor medido y el valor verdadero.

- Para la humedad específica calculada:

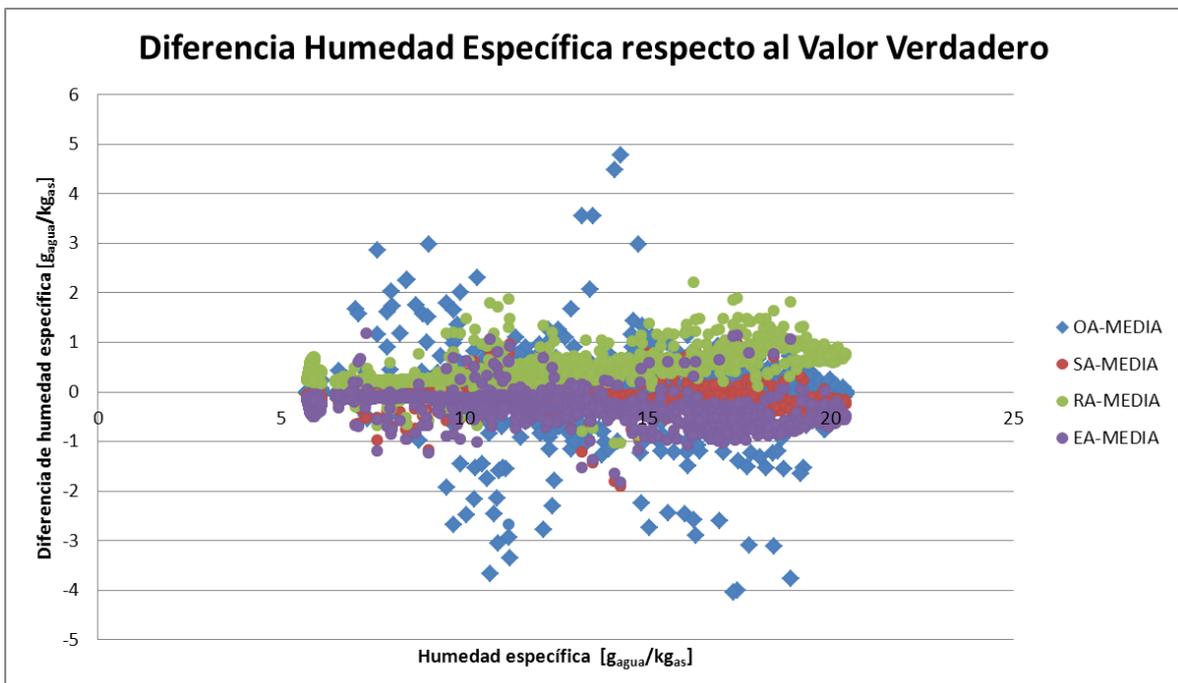


Figura III.21: Diferencia para la humedad específica entre el valor medido y el valor verdadero.



Las gráficas muestran que los valores se centran en torno al eje de las X, pero existe dispersión de las medidas tomadas por las sondas. Para el caso de la temperatura el error cometido se encuentra entre -1 y 1,2 °C. En el caso de la humedad relativa se presentan errores de hasta $\pm 15\%$ y finalmente, estos resultados proporcionan diferencias de humedad específica calculada de entre -4 y 5 $\text{g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{as}}$.

Debido a estos errores, es imprescindible calibrar estas lecturas, con el fin de obtener unos los valores que presenten menos desviaciones entre las lecturas de las diferentes sondas cuando están midiendo las características de un mismo ambiente.

Los errores absolutos determinados como la diferencia de las medidas originales respecto a los valores que se consideran verdaderos son:

Tabla III.6: Errores absolutos de temperatura y humedad relativa para las cuatro sondas.

	Sonda OA		Sonda SA		Sonda RA		Sonda EA	
	T	HR	T	HR	T	HR	T	HR
Máximo	1,200	14,000	0,225	3,825	0,225	7,625	0,575	6,175
Mínimo	-0,250	-15,375	-0,925	-6,225	-1,025	-3,300	-0,475	-5,050
Medio	0,017	-0,236	-0,046	-0,422	0,027	1,266	0,001	-0,608

A continuación se presentan las tablas con las rectas de calibración obtenidas y la correlación de los datos. Con estas rectas se corrigen los datos experimentales de los adquirentes antes de hacer el tratamiento de resultados.

Tabla III.7: Rectas de calibración obtenidas para las temperaturas y humedades relativas.

	Sonda OA		Sonda SA		Sonda RA		Sonda EA	
	T	HR	T	HR	T	HR	T	HR
Pendiente	0,9982	1,0017	1,0136	1,0069	1,0103	0,9992	0,9776	0,9808
Ordenada	0,0235	0,1651	- 0,2673	0,1290	- 0,2655	- 1,2323	0,5167	1,4183
Correl.	0,9997	0,9962	0,9999	0,9994	1,0000	0,9994	0,9999	0,9990



Una vez corregidos los datos con las rectas de calibración, los errores absolutos de los valores calculados con las rectas de regresión respecto a los valores considerados verdaderos son:

Tabla III.8: Errores absolutos con los valores ya calibrados.

	Sonda OA		Sonda SA		Sonda RA		Sonda EA	
	T	HR	T	HR	T	HR	T	HR
Máximo	1,160	14,27	0,413	4,30	0,229	6,35	0,377	6,65
Mínimo	-0,302	-15,16	-0,784	-5,82	-0,906	-4,57	-0,646	-4,16
Medio	2,36E-12	-5,35E-13	1,75E-12	-1,25E-12	7,64E-13	1,35E-12	2,63E-12	2,84E-13

Comparando los máximos y mínimos del error absoluto de los valores originales y los corregidos, proporcionan valores similares, pero el error medio con todas las medidas baja significativamente. Esto se puede deber a la histéresis que presentan las sondas. De cualquier manera, la precisión que se obtiene con los valores de temperatura es muy superior a la obtenida con los de humedad relativa.

Estos errores calculados como errores relativos, obtenidos en % respecto a los valores verdaderos son:

Tabla III.9: Errores relativos en % de los valores ya calibrados.

	Sonda OA		Sonda SA		Sonda RA		Sonda EA	
	T	HR	T	HR	T	HR	T	HR
Máximo	3,9808	37,7564	2,5482	12,6467	2,3579	13,5493	2,0714	15,4899
Mínimo	0,0001	0,0008	0,0000	0,0002	0,0004	0,0011	0,0004	0,0017
Medio	0,3543	0,8855	0,2355	0,4743	0,1292	0,3450	0,2559	0,7043



III.1.4. EXPERIMENTOS REALIZADOS. TOMA DE DATOS

La toma de datos se llevó a cabo a lo largo de diferentes días. Cada uno de ellos, se programaron los sensores testo 175 H1, de forma que los cuatro comenzasen a medir a la misma hora (cada uno de ellos dispuesto en una de las cuatro corrientes).

Se programaron los sensores de manera que adquiriesen datos cada 10 segundos, de forma que se pudiese observar posteriormente de una forma detallada, la evolución de la temperatura y humedad del aire en cada uno de los cuatro conductos, para además poder compararlos entre sí.

Cada cierto tiempo, se cambiaron las consignas de caudal, temperatura y humedad de la UTA de entrada y/o salida, de manera que se tuviesen datos para diferentes casos.

Se recuerda con la figura III.22 que, como ya se indicó anteriormente, la disposición de las UTAs también era variable, consiguiendo así un mayor rango de posibilidades en cuanto a las condiciones de funcionamiento.

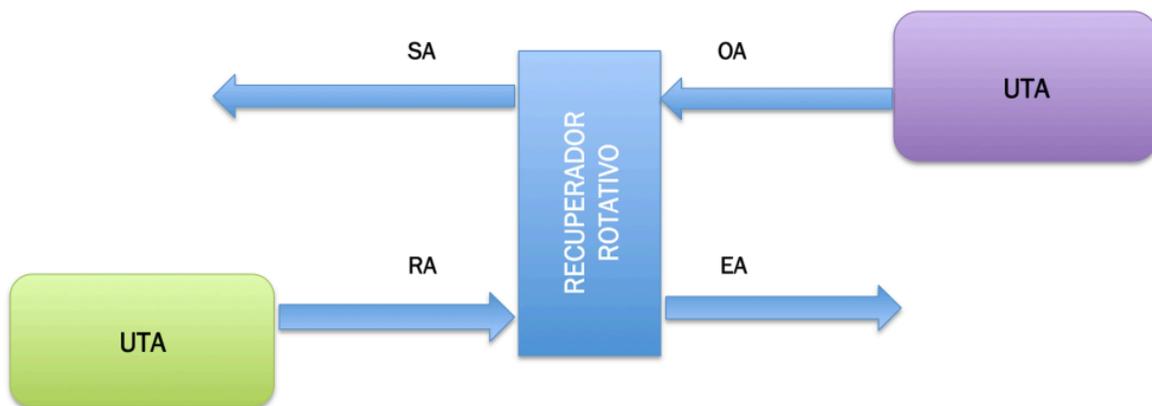


Figura III.22: Esquema de la instalación experimental

Tras cada cambio, además de los datos de temperatura y humedad aportados por los sensores, se tomaron datos de las caídas de presión en cada una de las placas orificio, de manera que se pudiesen calcular los caudales posteriormente.

Se detalla a continuación el desarrollo de cada uno de los días de experimentación, explicando los cambios realizados y la manera de funcionar en cada momento. Se muestra también la evolución de la temperatura del aire en las 4 sondas para cada día.



Día 1 (31 de marzo)

Se conecta el recuperador de manera que la UTA grande proporcione el caudal a la corriente OA y la UTA pequeña esté conectada a la corriente RA.

9:30. Comienzo. Consigna de OA a 35°C

11:20. Se arranca el compresor de la UTA pequeña

13:00. Se sube la consigna de temperatura de OA a 40°C

13:30. Ruptura correa

14:30. Se apaga el compresor de la UTA pequeña.

16:00. Se baja a 30°C el Set Point del OA.

(PERTURBACIÓN: se quita la toma del tubo EA)

17:33. Se conecta el compresor

Se muestra a continuación la evolución seguida por la temperatura en las cuatro corrientes de aire:

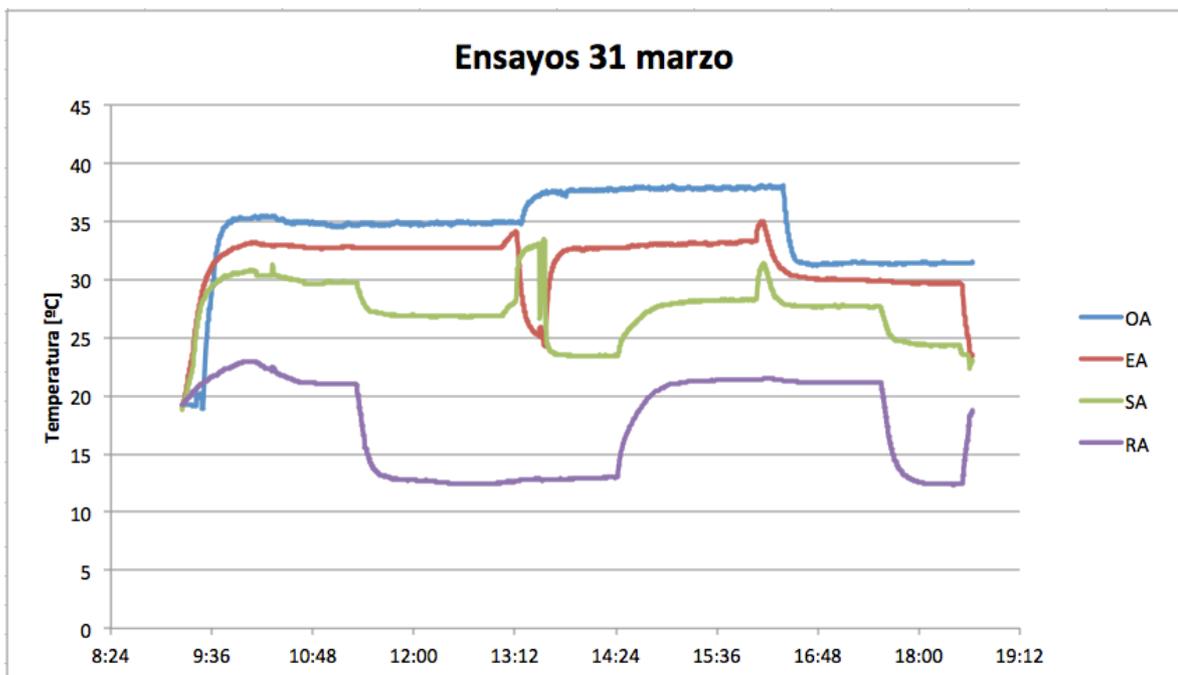


Figura III.23: Evolución de la temperatura para los ensayos del día 1.



Día 2 (2 de abril)

Se gira el recuperador, de manera que se intercambie la configuración y la UTA pequeña esté ahora conectada a la corriente OA, y la UTA grande a la corriente RA.

9:50. Comienzo. Condición: UTA pequeña OA 1'5kW calentamiento

12:25. UTA pequeña: 2 kW calentamiento. 1'2 kW humidificación

Ruptura correa

13:05. Sin humidificación

16:25. Humidificación 2'4kW

18:25. Humidificación 2'4kW, calentamiento 3 kW.

Seguidamente se muestra la evolución de temperaturas en las cuatro corrientes de aire:

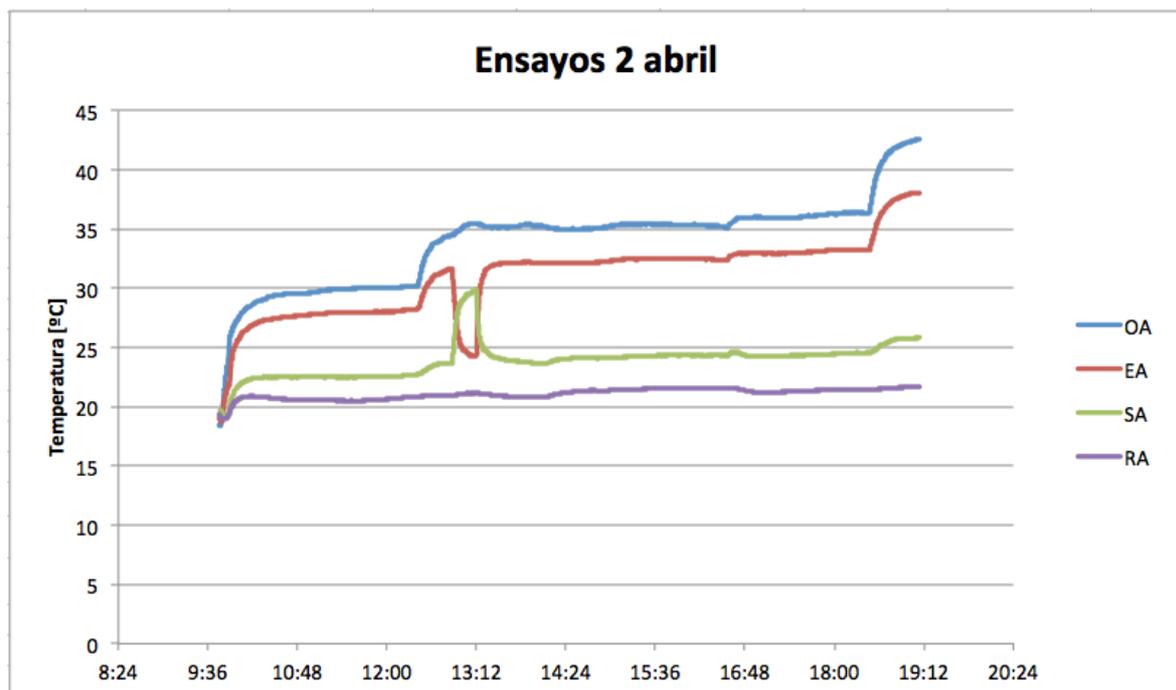


Figura III.24: Evolución de la temperatura para los ensayos del día 2.



Día 3 (3 de abril)

Se mantiene la configuración del día anterior, con la UTA grande conectada a la corriente RA y la pequeña a la OA. Se arranca la UTA grande con el caudal máximo que permite.

9:30. Comienzo. UTA pequeña (OA) calentamiento 1'5 kW

12:00. UTA pequeña 2kW

14:00. UTA pequeña 0'5 kW

16:40 UTA pequeña 0'5 kW calor, 1'2 kW humedad

18:30. 3kW calentamiento. 2'4kW humedad

20:24. FIN

La figura siguiente muestra la evolución seguida por la temperatura en las cuatro corrientes de aire:

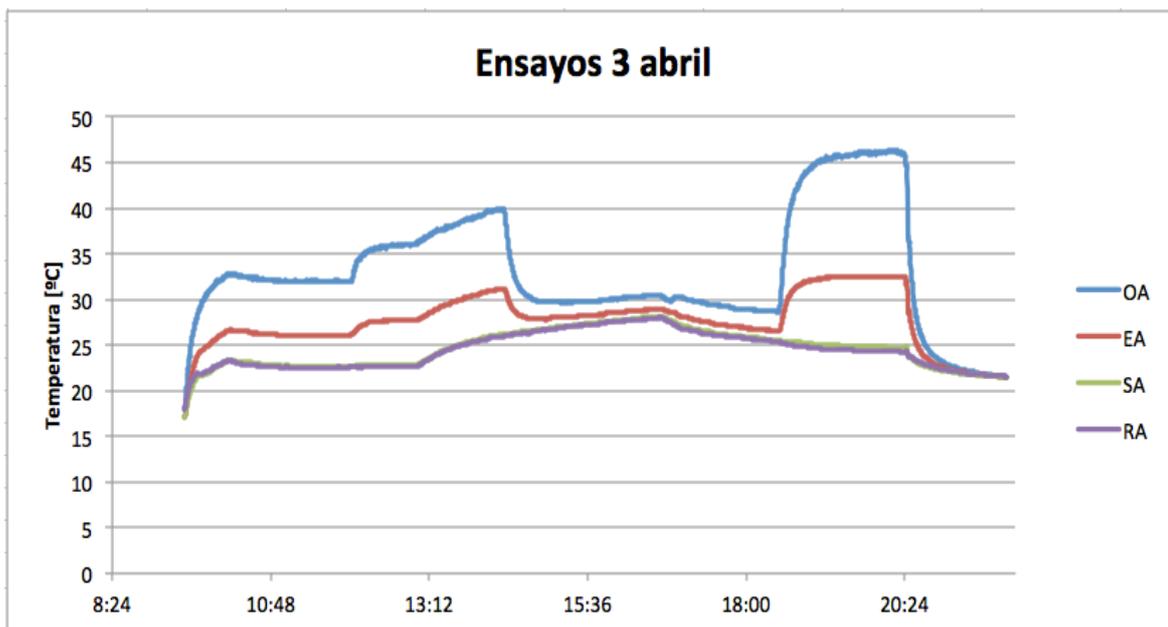


Figura III.25: Evolución de la temperatura para los ensayos del día 3.



Día 4 (7 de abril)

Se gira recuperador nuevamente, volviendo así a la disposición original del primer día de experimentación. Es decir, se conecta la UTA pequeña a la corriente RA (simplemente encendida), y la UTA grande a la corriente OA.

9:20. UTA grande (OA) 30°C, 60% HR, caudal máximo

13:10. UTA grande 10°C, sin humedad. Arranca unidad exterior

16:45. Baja OA a 2°C

19:05. Final

Se puede ver en la figura II.26 la evolución en el tiempo de las temperaturas.

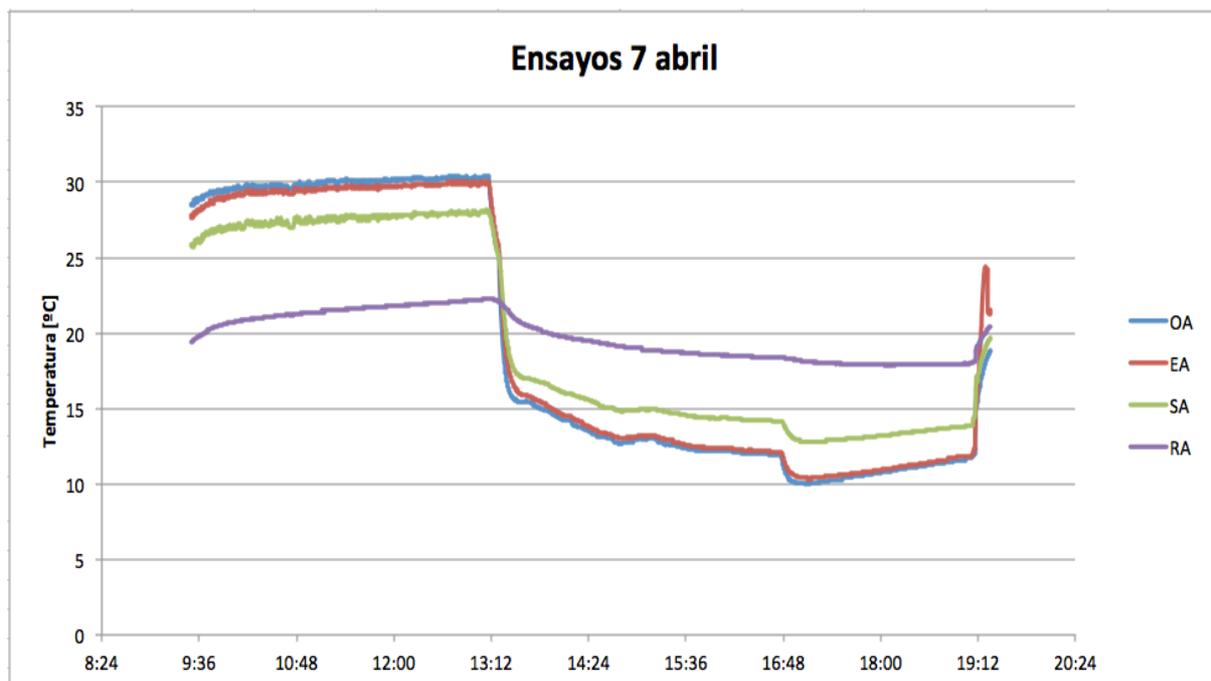


Figura III.26: Evolución de la temperatura para los ensayos del día 4.

Una vez recogidos todos los datos de los días de experimentación, se procederá a su tratamiento para el posterior análisis.



III.1.5. TRATAMIENTO DE LOS DATOS

Para el análisis de los datos para la obtención de la evolución de las propiedades del aire en el recuperador, así como el cálculo de la eficiencia del mismo, en un primer paso, se seleccionarán los tramos de propiedades constantes. Es decir, se eliminarán del análisis las zonas de calentamientos o enfriamientos, que se ven afectadas por las inercias térmicas. Se suprimirán también las zonas afectadas por las perturbaciones provocadas por incidencias, como las rupturas de la correa.

Se separarán así intervalos con diferentes características que serán analizados por separado. Cada intervalo se corresponderá con unas condiciones diferentes del aire exterior e interior.

Los intervalos de propiedades estables elegidos se mostrarán en el capítulo siguiente, antes del análisis de cada día. Como muestra, por ejemplo para el primer día de ensayos, serán los siguientes:

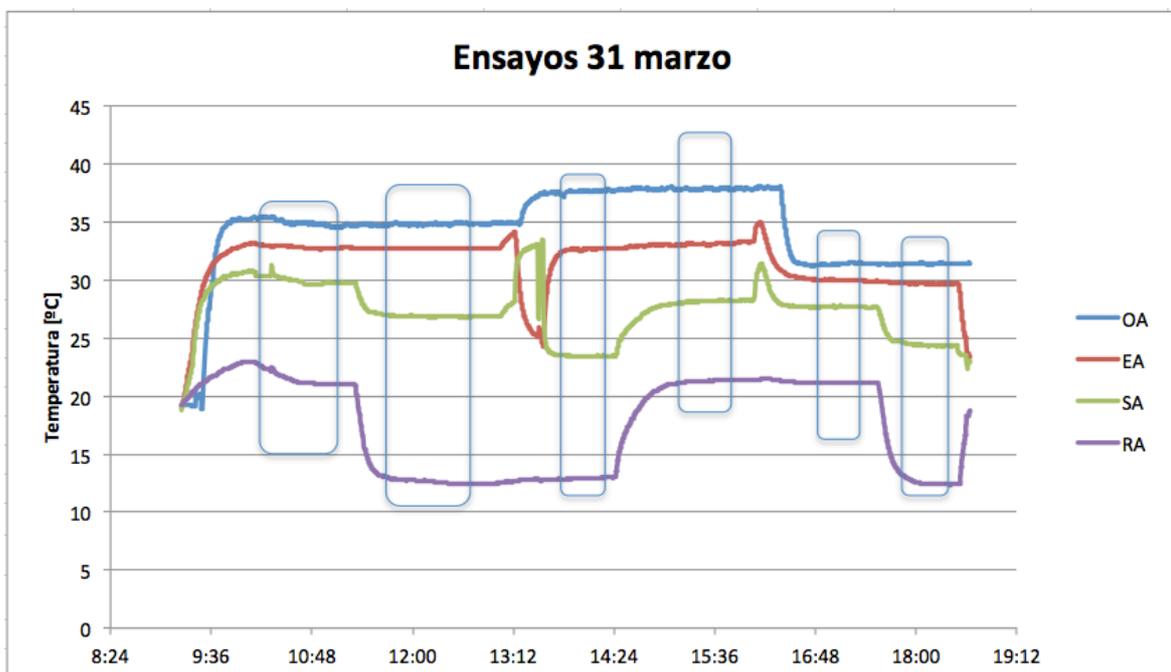


Figura III.27: Selección de las zonas de propiedades estables a estudiar.



Capítulo IV: CÁLCULOS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se procederá a la realización de los cálculos a partir de los datos tomados y ya calibrados, como se ha explicado en el capítulo anterior.

Se seguirá un mismo esquema para los 4 días de experimentación, en el que se calcularán aspectos sobre la humedad específica y el caudal de las corrientes, así como la eficacia del recuperador para cada caso. Posteriormente se interpretarán los resultados obtenidos, de manera que se obtengan conclusiones acerca del funcionamiento del recuperador.





IV.1. INTRODUCCIÓN

Sobre los datos tomados, ya calibrados, se procederá a la realización de una serie de cálculos que involucran a la humedad específica, los caudales y las eficacias del recuperador para las distintas condiciones de operación.

Se muestra aquí una breve explicación de los tres temas sobre los que se realizarán cálculos: humedad específica, caudales y eficacias. Este será además el esquema que se siga siempre en el posterior análisis de cada uno de los cuatro días de experimentación.

IV.1.1. HUMEDAD ESPECÍFICA

Tras haber definido y acotado exactamente los casos a estudiar, se realizará el cálculo de la humedad específica para todos los puntos del intervalo dado.

La forma de hallar la humedad específica X es:

$$X = 0.622 \cdot 1000 \cdot \frac{P_{vap}}{P_{atm} - P_{vap}} \quad (\text{E-IV.1})$$

Donde:

$$P_{vap} = \frac{P_{sat} - H_r}{100} \quad (\text{E-IV.2})$$

Siendo, a su vez:

$$P_{sat} = \exp\left(16.262 - \frac{3799.89}{226.31 + T}\right) \quad (\text{E-IV.3})$$

T [°C] y HR [%], son los medidos por el instrumento de toma de datos, por lo que se conoce todo lo necesario para poder calcular la humedad específica de cada punto, si tomamos P_{atm} como 101325 Pa.

Es decir, a partir de los datos aportados por los 4 sensores de temperatura y humedad relativa, se calculará con las correlaciones mostradas, la humedad específica de las 4 corrientes de aire.



IV.1.2. CAUDAL

Para el cálculo de los caudales, se partirá de los datos tomados de las caídas de presión en cada una de las 4 placas orificio (una situada en cada corriente de aire).

Empleando la calibración de las placas orificio descrita en el capítulo anterior, se calcularán los caudales de cada corriente de aire.

Esto permitirá el conocer las condiciones de funcionamiento del recuperador cada día (en cuanto al caudal), incluyendo el cálculo del caudal de by-pass o la fracción de aire de retorno que hay en la corriente de aire de salida EA. Es decir, se podrá analizar la variación en el funcionamiento de la zona de purga, según los caudales de aire exterior OA y aire de retorno RA que estén entrando en el recuperador.

A pesar de que se disponían de placas orificio para las cuatro corrientes, la encargada de medir la caída de presión de la corriente EA, disponía de una única toma (en lugar de dos tomas como en las otras placas orificio). Esto puede provocar un mayor error en la medición de este caudal, que provoque que el balance de masa en el recuperador no se cierre, es decir, que no se cumpla que la masa de aire entrante (OA y RA) sea igual a la saliente (SA y EA). Dado que, lógicamente, esto debe cumplirse pues se considera que se está trabajando en régimen estacionario, el caudal de la corriente de aire EA no se calculará a partir de los datos medidos en la placa orificio, sino a partir del balance de masas, con los datos de los caudales de las otras tres corrientes. Así, el caudal de EA será:

$$\dot{Q}_{EA} = \dot{Q}_{OA} + \dot{Q}_{RA} - \dot{Q}_{SA} \quad (\text{E-IV.4})$$

IV.1.3. EFICACIA

La eficacia del recuperador se define como el cociente de la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de las corrientes de aire, y el máximo salto térmico de las mismas, definido, a su vez, como la diferencia de temperaturas de las corrientes a la entrada del recuperador.

El valor más adecuado dependerá de la corriente que consideremos como limitante. En este caso, por ser corrientes del mismo fluido, coincidirá con la de menor caudal.



Las expresiones, por tanto, que permiten calcular la eficacia serán:

- Si la corriente limitante es OA:

$$\varepsilon = \frac{T_{OA} - T_{SA}}{T_{OA} - T_{RA}} \quad (\text{E-IV.5})$$

- Si la corriente limitante es EA:

$$\varepsilon = \frac{T_{EA} - T_{RA}}{T_{OA} - T_{RA}} \quad (\text{E-IV.6})$$

Aunque se considerará este valor para calcular la eficacia de recuperación, hay que advertir que la temperatura de la corriente EA, no solo es consecuencia de la energía intercambiada en el recuperador. Por lo explicado anteriormente, también procede de la mezcla con la corriente de aire limpio utilizado en la zona de purga y el by-passado por quedar retenido en la estructura del recuperador.



IV.2. DÍA 1 DE EXPERIMENTACIÓN

IV.2.1. EVOLUCIÓN DEL ENSAYO

Se detalla aquí la evolución de los cambios provocados a lo largo del primer día de ensayo:

9:30. Comienzo. Consigna de OA a 35°C

11:20. Se arranca el compresor de la UTA pequeña

13:00. Se sube la consigna de temperatura de OA a 40°C

13:30. Ruptura correa

14:30. Se apaga el compresor de la UTA pequeña.

16:00. Se baja a 30°C el Set Point del OA.

(PERTURBACIÓN: se quita la toma del tubo EA)

17:33. Se conecta el compresor

El caudal de la corriente exterior OA será muy superior al de la corriente de retorno procedente del interior RA.

SA Placa Orificio nº 7 (2 tomas)

RA Placa Orificio nº 6 (2 tomas)

EA Placa Orificio nº 3 (1 toma) (Posible error en la medida por la posición)

OA Placa Orificio nº 4 (2 tomas)

Los valores de la pérdida de carga en el recuperador medida en el recuperador son:

$$RA - EA = 20 \text{ Pa}$$

$$OA - SA = 10 \text{ Pa}$$

Se muestra a continuación la gráfica de temperaturas de todos los ensayos del día, y la definición de las zonas de estudio:

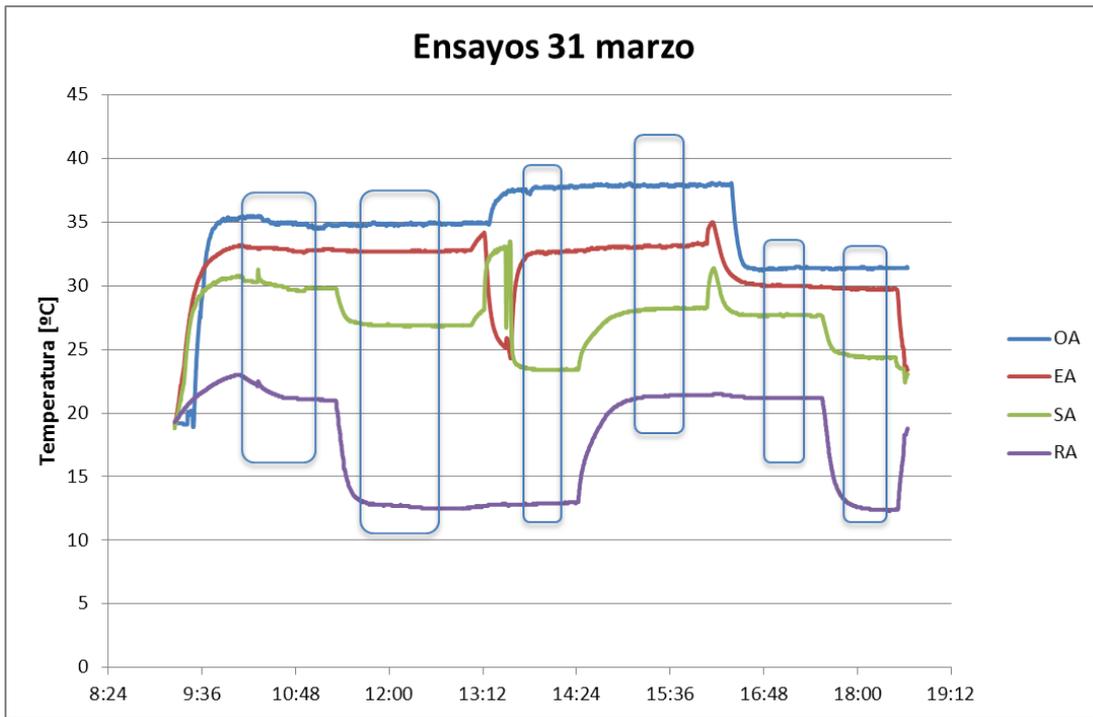


Figura IV.1: Evolución de las temperaturas a lo largo de todo el día

También, la gráfica de humedades específicas de todos los ensayos del día:

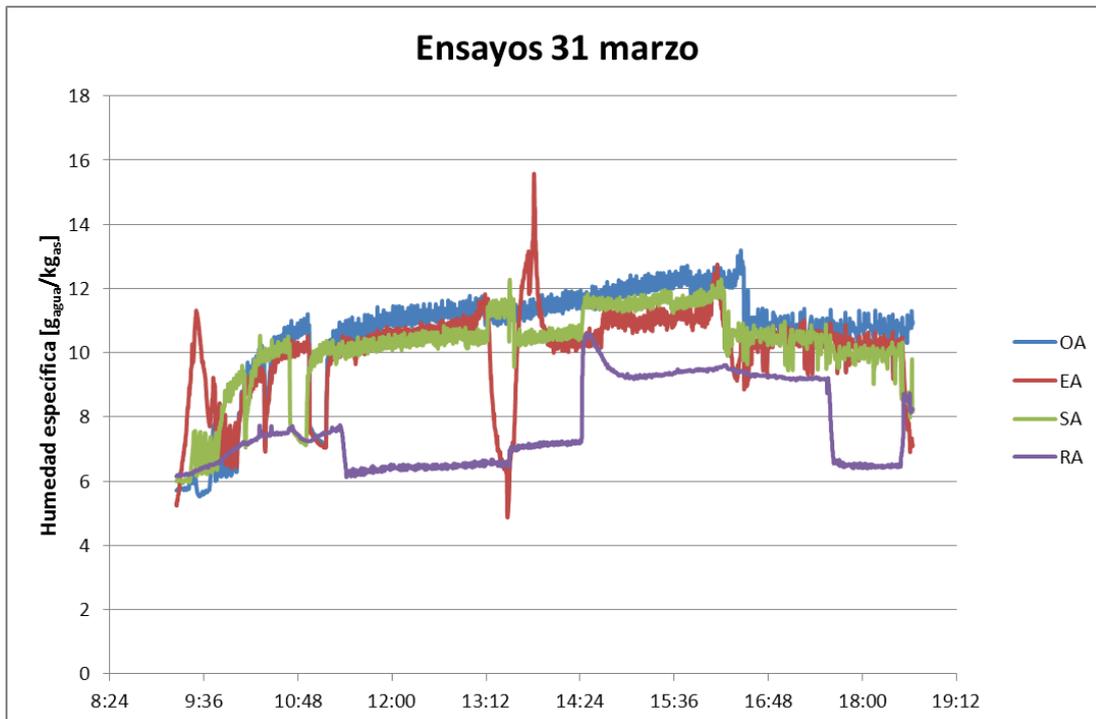


Figura IV.2: Evolución de las humedades específicas a lo largo de todo el día



El análisis global de los valores de humedad parece mostrar que un caudal superior de circulación de OA, aporta mucho más caudal por la purga al EA que el procedente de RA, por eso los contenidos de humedad específica en la corriente EA se asemejan más a los de OA que a los de RA.

También hay que hacer notar que la humedad específica de la corriente OA prácticamente coincide con la de SA, como cabía de esperar, pero es ligeramente menor posiblemente por la parte de aire de la corriente de aire de RA que se aporta a la de SA, por no realizar la purga totalmente, aportando parte del aire retenido en el recuperador a la corriente de aire de expulsión.

Un análisis mediante balances de masa a la humedad específica y al flujo másico del aire seco de las corrientes que aportan aire a la corriente SA, muestra que:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{EA}X_{EA} &= \dot{m}_{PurgaOA}X_{OA} + \dot{m}_{RA}X_{RA} \\ \dot{m}_{EA} &= \dot{m}_{PurgaOA} + \dot{m}_{RA} \\ \frac{\dot{m}_{RA}}{\dot{m}_{EA}} &= \frac{X_{OA} - X_{EA}}{X_{OA} - X_{RA}}\end{aligned}\quad (E-IV.7)$$

La expresión anterior permite calcular la fracción de aire que hay procedente del retorno RA en la corriente de expulsión EA. Hay que indicar que cuando la diferencia de humedad específica entre las corrientes son pequeñas, pequeñas modificaciones en los valores de humedad específica, por ejemplo debido a la imprecisión de las medidas realizadas con las sondas, pueden provocar modificaciones elevadas en la evaluación del ratio de flujo del aire de retorno presente en la corriente de expulsión. Esa relación no se debería modificar, dado que los caudales de operación se han mantenido constantes y la variación de la densidad consecuencia de la modificación de temperatura es suficientemente pequeña como para que se pueda considerar que afecta sobre los resultados.

En la figura siguiente se muestra la representación de la relación de m_{RA}/m_{EA} calculado, corrigiendo a cero los valores negativos y a 1 los valores que sean superiores a la unidad, dado que ese es el intervalo válido y que son consecuencia del análisis realizado sin considerar tiempos de retardo del paso de flujo a través del recuperador (el análisis se realiza para un determinado instante).

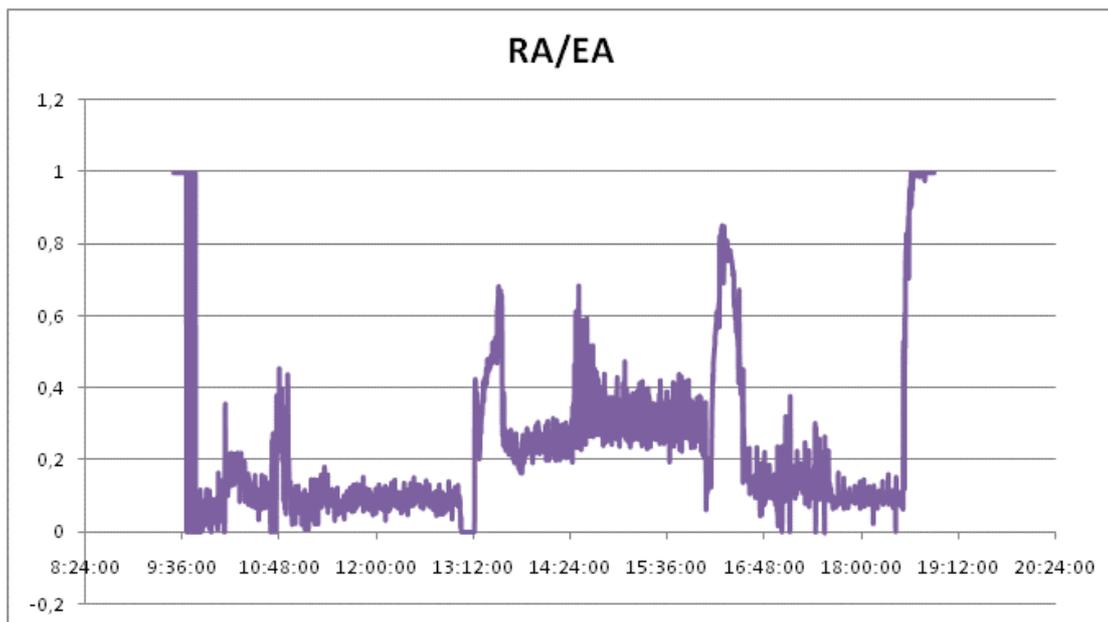


Figura IV.3: Relación m_{RA}/m_{EA}

Se observan tres zonas de ensayo, correspondientes a los ensayos de la corriente de aire de retorno RA, en los que se ha modificado la humedad del aire por un proceso de enfriamiento. Los valores se sitúan entre 0,1 y 0,4.

IV.2.2. ZONA 1

Selección de zona estable por temperatura de 9:45 H a 11:05 H

Desde las 9:30 H hasta las 11:20 H, se establece la consigna del OA (UTA grande) en 35°C y la UTA pequeña trabaja solo el ventilador con las condiciones del ambiente.

Se muestran en la siguiente tabla, las medidas de caudal en las placas orificio:

Tabla IV.1: Medidas de caudal en las placas orificio.

	ΔP (Pa)	Caudal
SA Placa Orificio nº 7	145	917
RA Placa Orificio nº 6	38	476
EA Placa Orificio nº 3	70	513
OA Placa Orificio nº 4	420	1257



Como era de esperar y por el procedimiento de medida utilizado, se observa que los caudales de aire involucrados en el proceso no cierran el balance de masa. Realmente el incremento de caudal EA respecto al entrante RA, que solamente es de 37 m³/h, debería ser consecuencia del descenso que se produce entre la corriente OA y la de expulsión, que asciende a 340 m³/h.

Recalculando los caudales, considerando, como ya se ha explicado en la introducción, que el que se ha medido de forma menos correcta es el de la corriente EA (por tener una única toma su placa orificio) y haciendo que cierren los balances de masa aplicados al aire, proporcionaría un nuevo caudal de la corriente de expulsión EA de 816 m³/h, más acorde con los resultados observados de humedad específica que se analizarán posteriormente. Esto proporcionaría un porcentaje de caudal RA en la corriente EA del 58,3 %.

Se analiza a continuación la evolución de las temperaturas de las cuatro corrientes de aire:

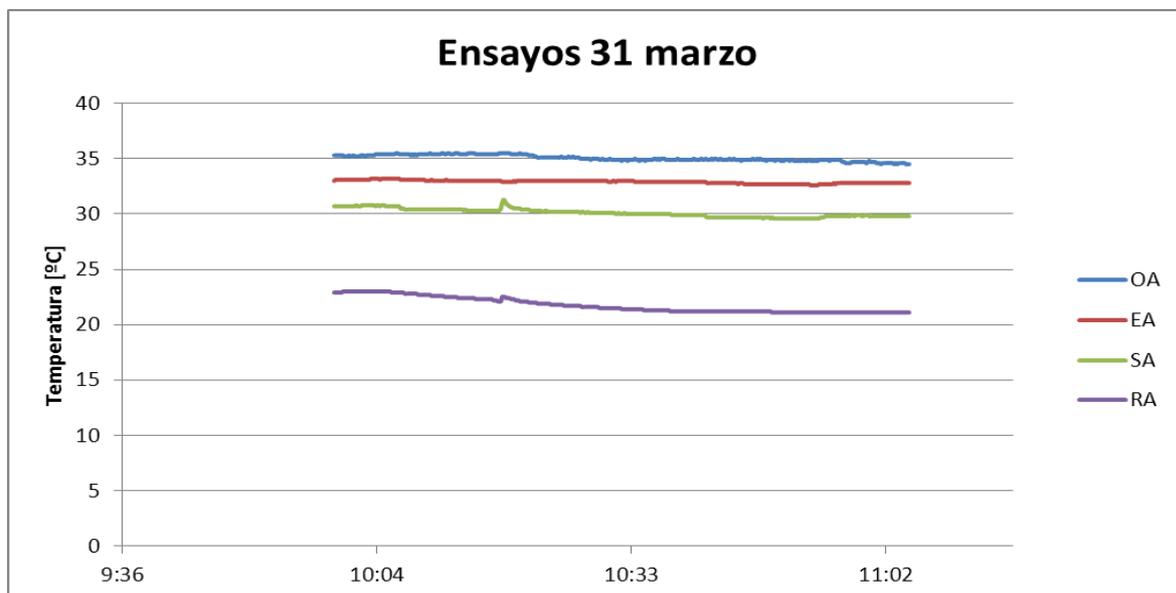


Figura IV.4: Evolución de las temperaturas en la zona 1

El análisis de la gráfica muestra que la evolución de las temperaturas es constante en la zona estacionaria, lo que permite calcular el valor de la eficacia de recuperación.

$$\varepsilon = \frac{T_{OA} - T_{SA}}{T_{OA} - T_{RA}} \quad \text{O bien} \quad \varepsilon = \frac{T_{EA} - T_{RA}}{T_{OA} - T_{RA}} \quad (\text{E-IV.8})$$



Aunque se considerará este valor para calcular la eficacia de recuperación, hay que advertir que la temperatura de la corriente EA, no solo es consecuencia de la energía intercambiada en el recuperador. Por lo explicado anteriormente, también procede de la mezcla con la corriente de aire limpio utilizado en la zona de purga y el by-passado por quedar retenido en la estructura del recuperador.

Se muestran en la figura siguiente los valores de la eficacia calculados con la expresión anterior, considerando tanto la corriente de aire exterior OA, como la de aire de expulsión EA, como las limitantes.

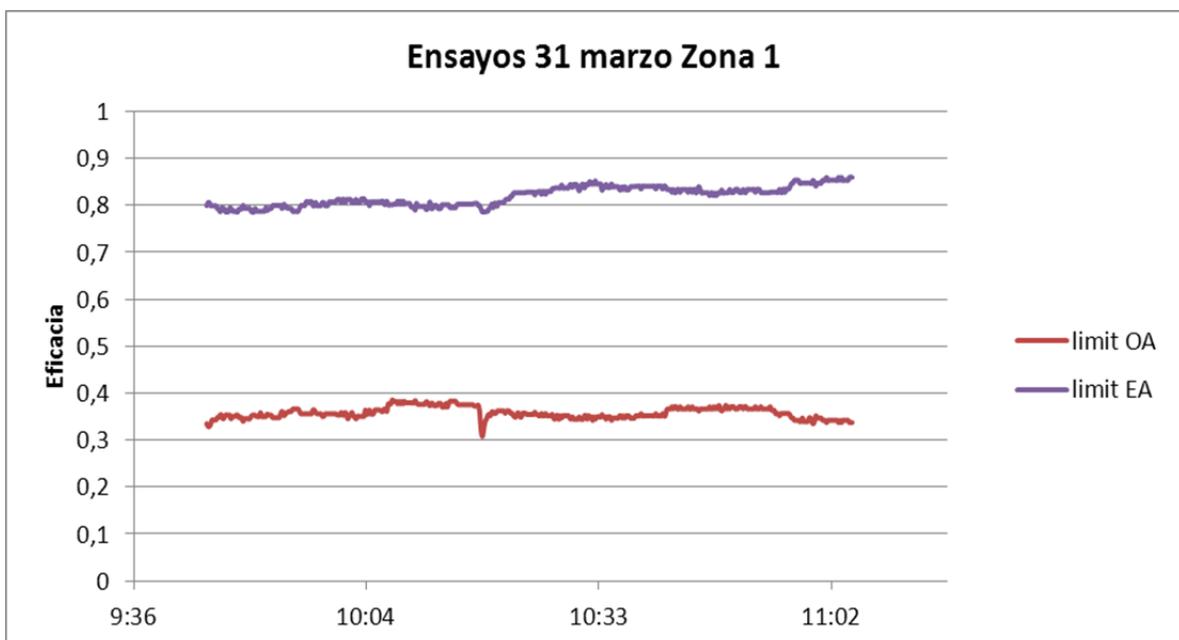


Figura IV.5: Evolución de la eficacia en la zona 1

Los valores promediados para esta zona, proporcionan valores de eficacia considerando el límite la corriente de aire limpio OA de 0,36 y de 0,82 cuando la corriente limitante se considera la de aire de expulsión EA.

Finalmente se analizan las humedades específicas, cuya evolución puede verse en la siguiente figura IV.6.

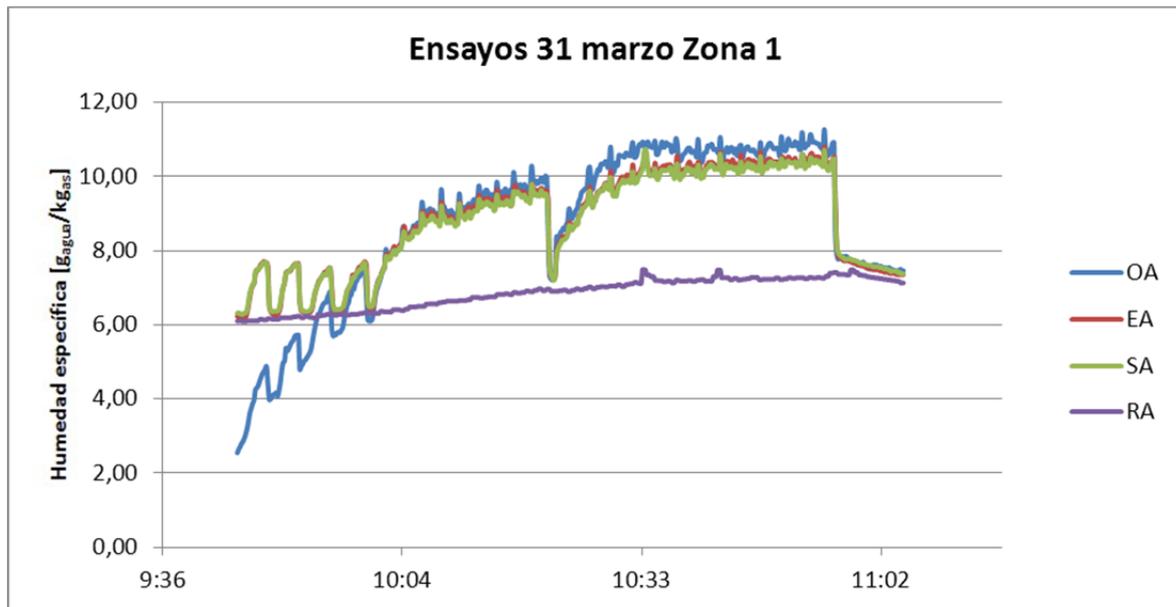


Figura IV.6: Evolución de la humedad específica en la zona 1

Como se ha indicado, la principal corriente que afecta sobre los flujos de salida es la OA, aunque afecta ligeramente la de RA sobre la EA y posiblemente sobre la SA, consecuencia de que una parte se está by-passando en la zona de purga. Aunque la precisión de las sondas de HR es de solamente $\pm 5\%$, y los análisis se podrían hacer mejor incrementando la precisión, las evoluciones equivalentes corroboran esta conclusión.



IV.2.3. ZONA 2

Selección de zona estable por temperatura de 11:30 H a 13:00 H

Desde las 11:20 H hasta las 13:00 H se arranca el compresor de la UTA pequeña (flujo RA) para enfriar y deshumidificar el aire, manteniendo la consigna de la corriente OA en 35 C.

Como en la zona anterior, se comienza el análisis con las medidas de caudal en las placas orificio:

Tabla IV.2: Medidas de caudal en las placas orificio

	ΔP (Pa)	Caudal
SA Placa Orificio nº 7	145	917
RA Placa Orificio nº 6	39	482
EA Placa Orificio nº 3	76	535
OA Placa Orificio nº 4	425	1264

Se mantienen las conclusiones realizadas para los caudales medidos en las placas orificios de la zona 1. Recalculando los caudales, considerando que el que se ha medido de forma menos correcta es el de la corriente EA y haciendo que cierren los balances de masa aplicados al aire, proporcionaría un nuevo caudal de la corriente de expulsión EA de 829 m³/h, más acorde con los resultados observados de humedad específica que se analizarán posteriormente. Esto proporcionaría un porcentaje de caudal RA en la corriente EA del 58,1 %, muy similar a lo analizado con los resultados de la zona 1.

Se continúa el análisis con la evolución de temperaturas. De manera similar a la zona 1, la evolución de las temperaturas es constante en la zona estacionaria, lo que permitirá calcular el valor de la eficacia de recuperación para los resultados de la zona 2. Se puede ver la evolución de la temperatura de las cuatro corrientes de aire en la gráfica mostrada a continuación.

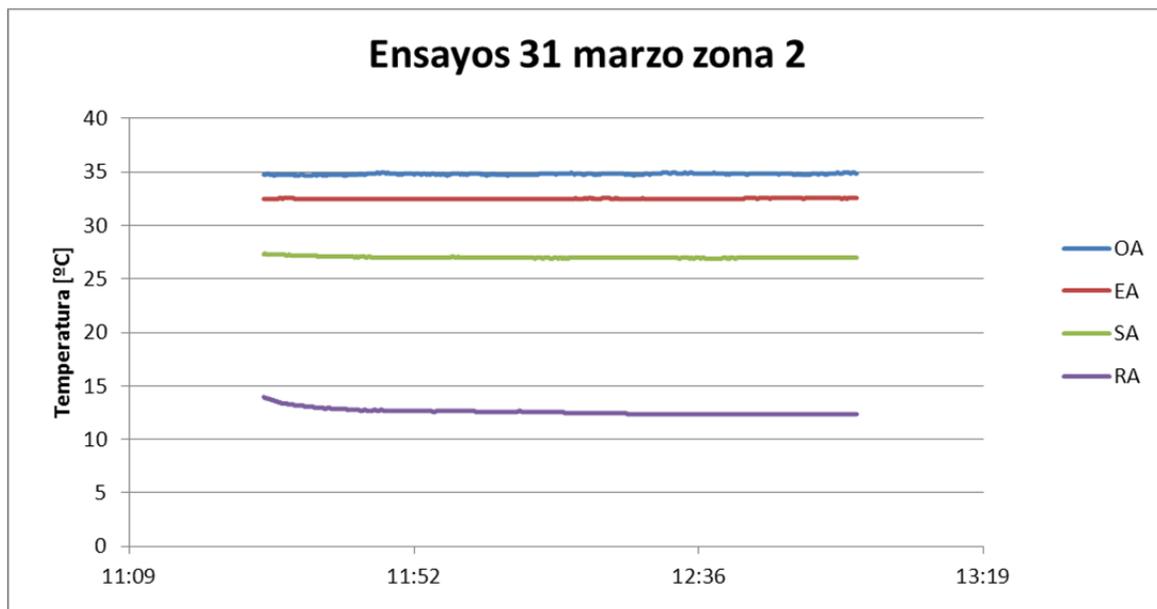


Figura IV.7: Evolución de las temperaturas en la zona 2

Los valores calculados de la eficacia en esta zona se muestran en la siguiente gráfica:

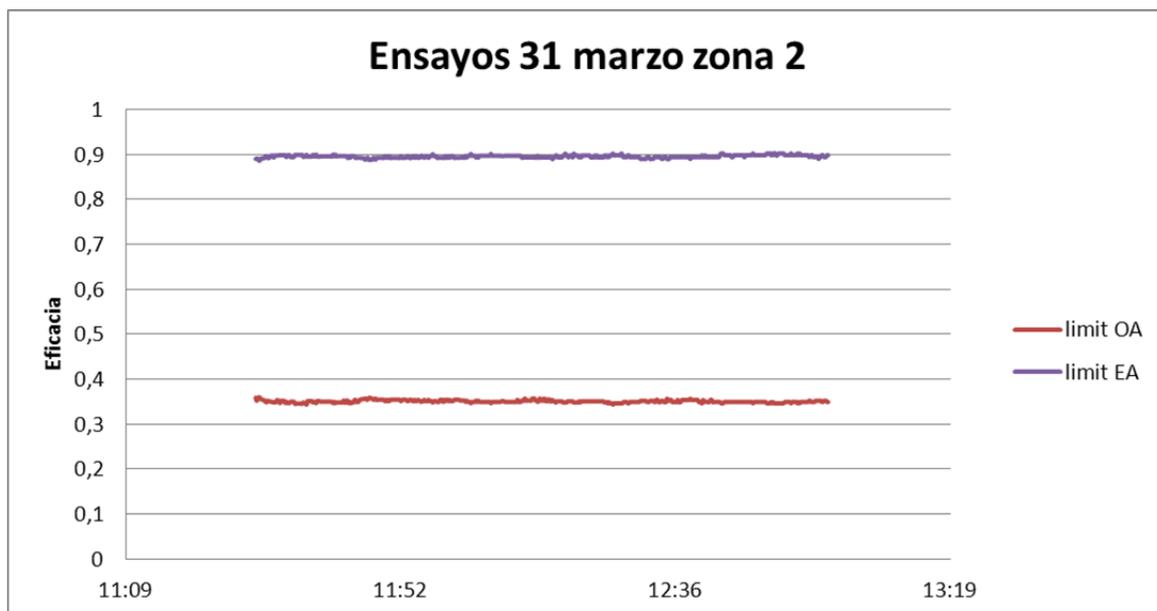


Figura IV.8: Evolución de la eficacia en la zona 2

Los valores promediados para esta zona proporcionan valores de eficacia de 0,35 considerando el límite la corriente de aire limpio OA, y de 0,9 cuando la corriente limitante se considera la de aire de expulsión EA. Estos resultados son similares a los obtenidos en la zona 1.



Finalmente la evolución de la humedad específica se puede observar en la figura siguiente:

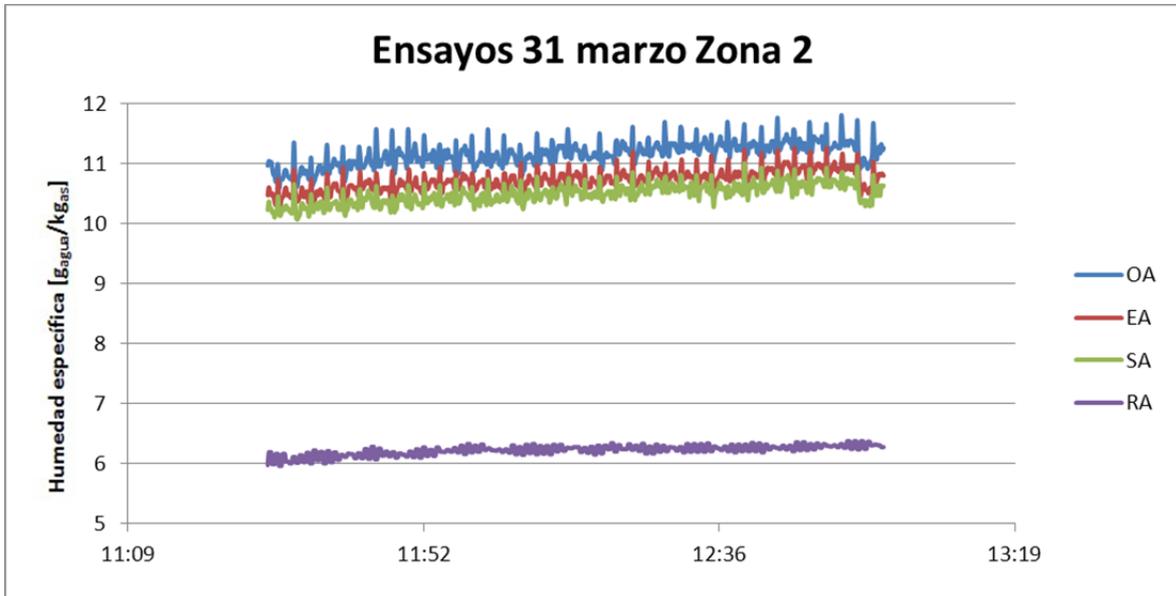


Figura IV.9: Evolución de la humedad específica en la zona 2

Las gráficas correspondientes a la evolución de la humedad se mantienen mucho más constantes a lo largo de la zona estacionaria que en la zona 1, pero se mantiene ese comportamiento, siendo la principal corriente que afecta sobre los flujos de salida la de OA, aunque afecta ligeramente la de RA sobre la EA y posiblemente sobre la SA, consecuencia de que una parte se está by-passando en la zona de purga. Aunque la precisión de las sondas de HR es de solamente $\pm 5\%$, y los análisis se podrían hacer mejor incrementando la precisión, las evoluciones equivalentes corroboran esta conclusión.

Resulta extraño que la corriente EA posea una humedad específica superior a la de SA. Este problema se debe a la precisión de lectura de las sondas, que a continuación se analiza con las fracciones de aire exterior presentes en la corriente de expulsión.

El cálculo de la relación de aire del retorno (RA), presente en la corriente de aire de expulsión (EA) que se determina para esta zona, es inferior al 10 % utilizando la ecuación desarrollada y presentada anteriormente

$$\frac{\dot{m}_{RA}}{\dot{m}_{EA}} = \frac{X_{OA} - X_{EA}}{X_{OA} - X_{RA}} \quad (\text{E-IV.9})$$



Aunque el caudal del aire de retorno sea muy pequeño, un 10 % es inferior a la fracción que por los caudales que intervienen en el proceso de intercambio deben ser. Esto es debido a que las humedades específicas están relativamente próximas y el error del 5 % en la humedad puede provocar estimaciones alejadas de la realidad.

Por ejemplo, si se reduce el 5 % la señal de la sonda de humedad relativa de la corriente EA y se incrementa en el mismo 5 % la de la corriente de retorno, ese valor del 10 % se incrementa hasta el 48 %. En la gráfica obtenida, que se presenta a continuación, la humedad específica del aire expulsado (EA) ya está por debajo de la del aire impulsado (SA) que, como es lógico, posee una humedad ligeramente inferior a la del exterior (OA) si una pequeña parte de la corriente de RA se ha aportado a la corriente SA, que por los análisis del movimiento del recuperador realizados anteriormente es muy probable.

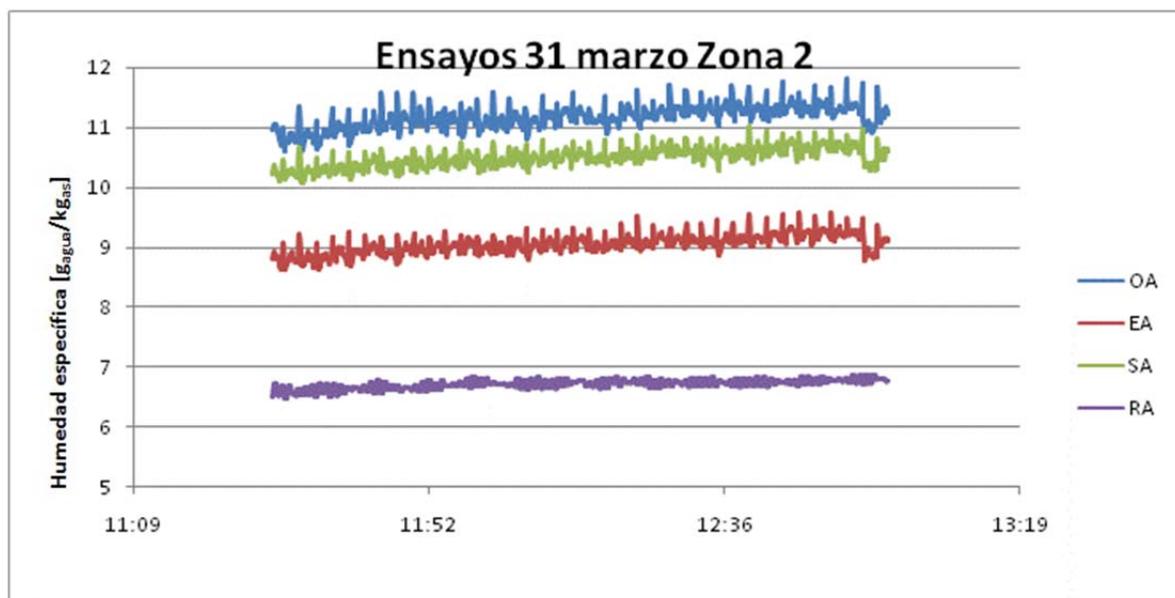


Figura IV.10: Evolución de la humedad específica en la zona 2, suponiendo una reducción del 5% en la humedad relativa de la corriente EA



IV.2.4. ZONA 3

Selección de zona estable por temperatura de 13:00 H a 14:20 H

Las modificaciones han sido tales que se mantiene el compresor de la UTA pequeña (flujo RA), subiendo la consigna de la corriente OA hasta 40 C. Se representa como zona estable desde las 13:15 H hasta las 14:20 H.

En este caso, las medidas de caudal en las placas orificio:

Tabla IV.3: Medidas de caudal en las placas orificio

	ΔP (Pa)	Caudal
SA Placa Orificio nº 7	145	917
RA Placa Orificio nº 6	37	469
EA Placa Orificio nº 3	75	531
OA Placa Orificio nº 4	435	1279

Se mantienen las conclusiones realizadas para las zonas 1 y 2. Recalculando los caudales, para la corriente EA proporcionaría un nuevo valor de 831 m³/h lo que proporciona un porcentaje de caudal RA en la corriente EA del 56,4 %, muy similar a los de las zonas 1 y 2.

En el desarrollo de los ensayos se produce una ruptura de correa. La gráfica de temperaturas para todo el rango, muestra como se observa esta perturbación. Por este motivo se selecciona la zona más estable desde las 13:40 hasta las 14:20 H, para el siguiente análisis de las evoluciones de temperatura y humedades.

Se muestran a continuación dos gráficas de la evolución de las temperaturas, la primera incluyendo la perturbación provocada por la ruptura de la correa, y la segunda, eliminando esta perturbación.

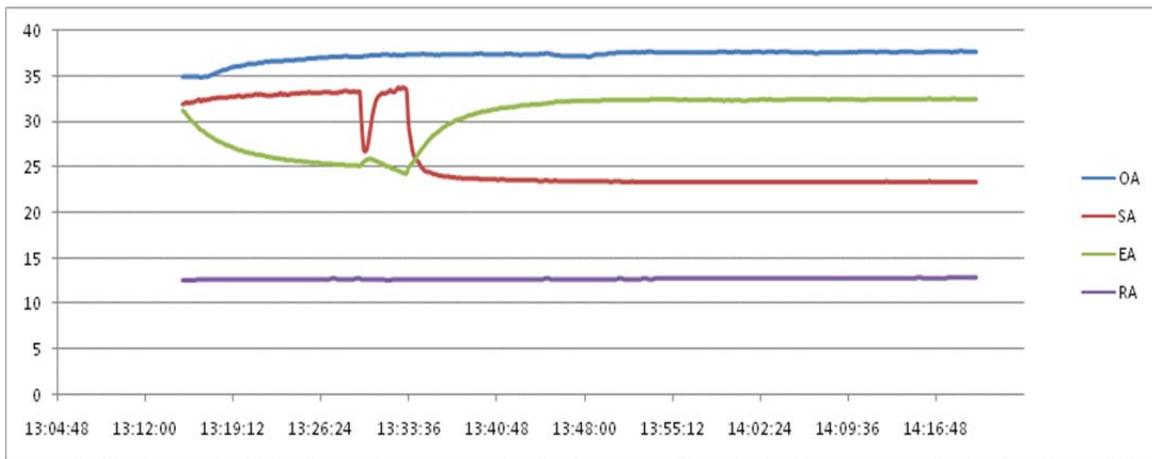


Figura IV.11: Evolución de las temperaturas en la zona 3, incluyendo la zona de perturbación

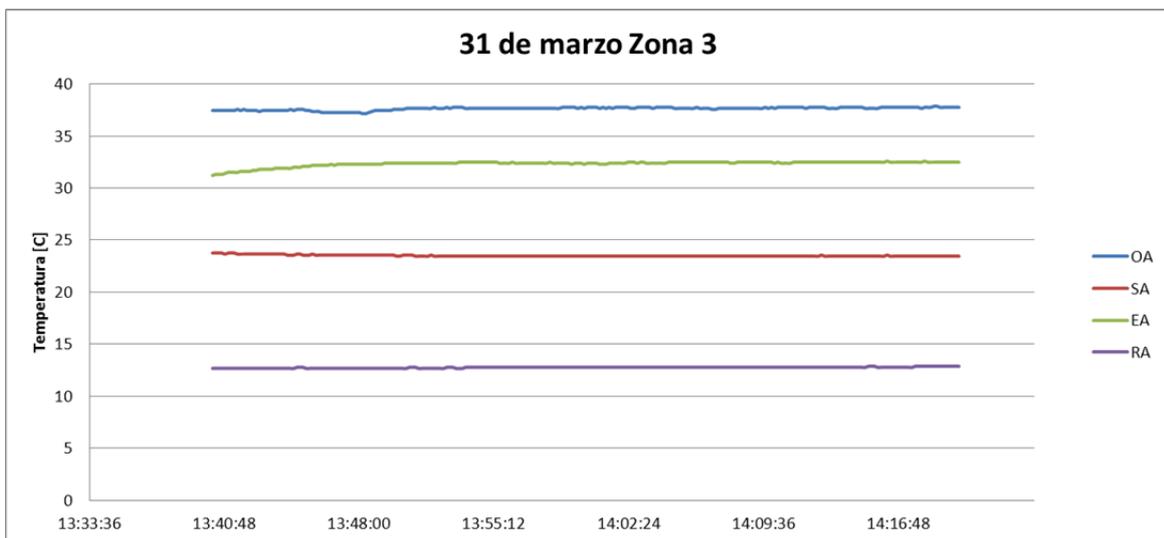


Figura IV.12: Evolución de las temperaturas en la zona 3, eliminando la zona inestable

Antes de interpretar los resultados de temperatura para esta zona, se debe indicar que no se alcanza en la corriente OA la temperatura de consigna de 40°C. Esto puede ser debido a una inadecuada distribución de la corriente de aire a la salida del plenum de la UTA por problemas de estratificación. De cualquier manera, este hecho no afecta a la interpretación de resultados.

Similar a lo obtenido en las zonas 1 y 2, donde también la evolución de las temperaturas es constante en la zona que se ha tomado como estacionaria, los valores promediados para esta zona proporcionan valores de eficacia considerando el límite la corriente de aire limpio OA de 0,568 y de 0,787 cuando la corriente limitante



se considera la de aire de expulsión EA. Los valores proporcionados para esta zona, donde se ha incrementado la diferencia de temperaturas entre las corrientes OA y RA, son superiores cuando se considera OA como limitante e inferiores cuando es la corriente EA a los obtenidos en las zonas 1 y 2.

Los valores de la eficacia de recuperación para los resultados de la zona 3 se muestran en la siguiente gráfica:

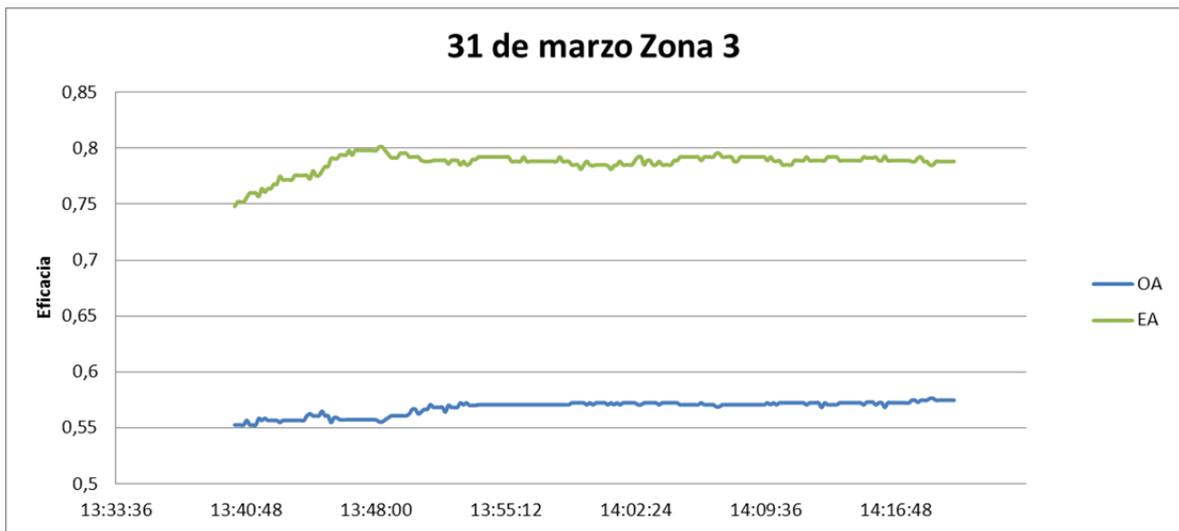


Figura IV.13: Evolución de la eficacia en la zona 3

Por último, la evolución de la humedad específica:

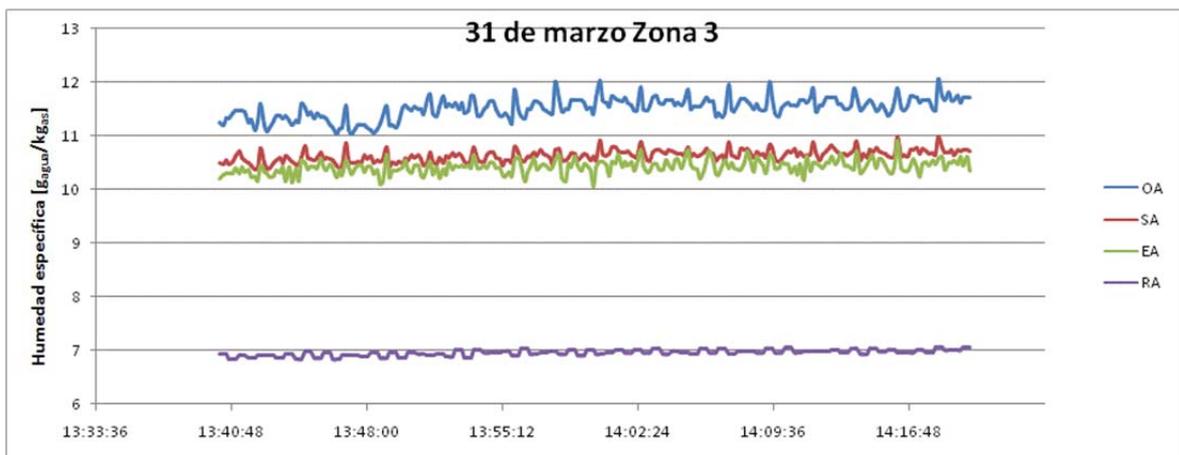


Figura IV.14: Evolución de la humedad específica en la zona 3

Se mantiene lo indicado para la zona 2, siendo OA la corriente que más afecta sobre RA y EA. La corriente EA sigue teniendo una humedad específica superior a la de SA, por la precisión de las sondas y que a continuación se analiza, de manera similar a lo



indicado en la zona 2. Indicar que sin corregir los valores de las sondas la relación de aire del retorno (RA), presente en la corriente de aire de expulsión (EA) que se determina para esta zona, es del 23,9 %.

Si al igual que en la zona 2 se reduce el 5 % la señal de la sonda de humedad relativa de la corriente EA y se incrementa en el mismo 5 % la de la corriente de retorno, ese valor del 23,9 % se incrementa hasta el 67,8 %. La gráfica obtenida modificando el valor de las humedades relativas se muestra a continuación.

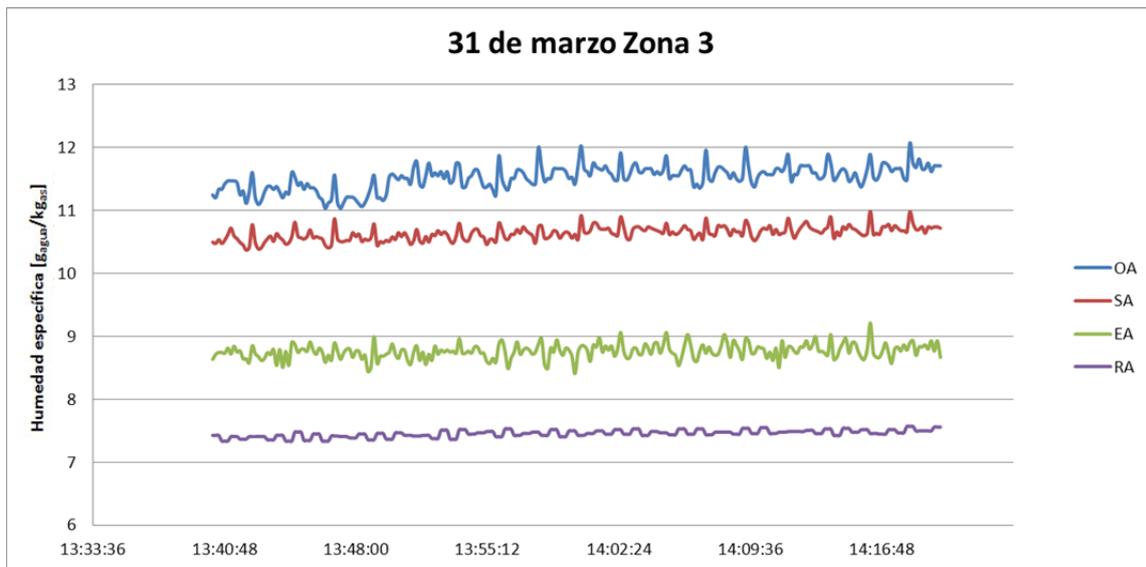


Figura IV.15: Evolución de la humedad específica en la zona 3 modificando la humedad relativa



IV.2.5. ZONA 4

Selección de zona estable por temperatura de 14:30 H a 16:05 H

La modificación ha sido quitar el compresor de la UTA pequeña (flujo RA) manteniendo la corriente OA hasta 40 C. Se representa como zona estable desde las 14:50 H hasta las 16:05 H. En este ensayo, se quita la toma del tubo EA, por lo que el caudal que circula por EA, dado que no tiene que atravesar la placa orificio y no tiene que vencer esa pérdida de carga, el caudal será mayor.

Las medidas de caudal en las cuatro placas orificio para estas nuevas condiciones de operación, son las mostradas en la tabla siguiente IV.4. Como puede verse, las medidas permanecen prácticamente constantes.

Tabla IV.4: Medidas de caudal en las placas orificio

	ΔP (Pa)	Caudal
SA Placa Orificio nº 7	120	834
RA Placa Orificio nº 6	80	690
EA Placa Orificio nº 3	76	535
OA Placa Orificio nº 4	430	1271

Se mantienen las conclusiones realizadas anteriormente, pero recalculando los caudales, la corriente EA tendría un valor de 1127 m³/h lo que proporciona un porcentaje de caudal RA en la corriente EA del 61,2%, ligeramente superior al obtenido en las anteriores zonas.

Como para las zonas anteriores, el análisis de esta cuarta zona de temperatura estable comenzará con la evolución de las temperaturas de las cuatro corrientes de aire que circulan por el recuperador rotativo. Dicha evolución puede verse en la figura siguiente IV.16.

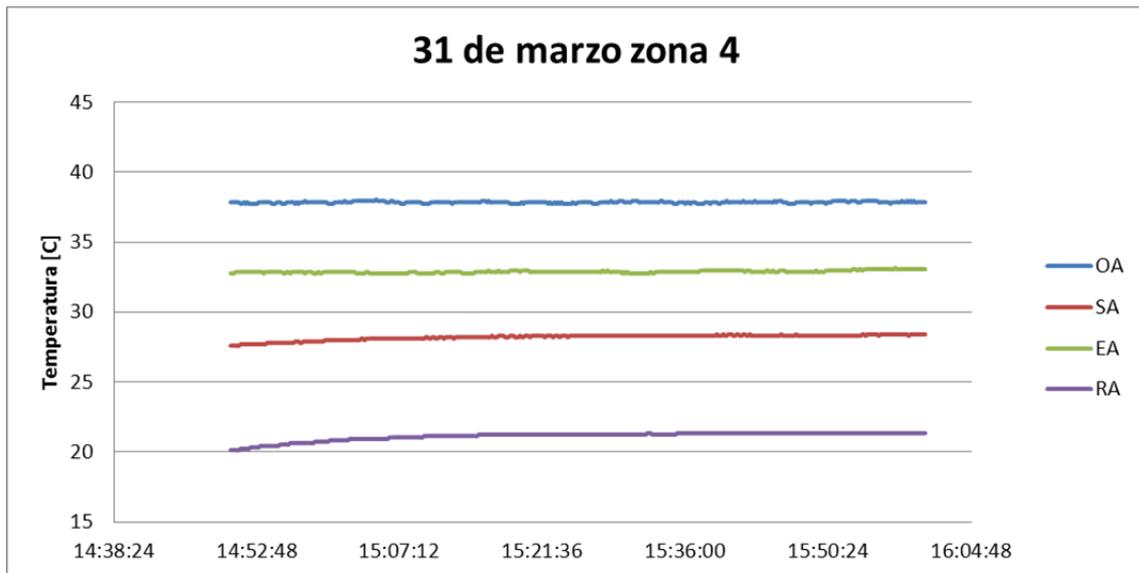


Figura IV.16: Evolución de las temperaturas en la zona 4

Similar a lo obtenido anteriormente. Los valores promediados para la eficacia considerando el límite la corriente de aire limpio OA de 0,577 y de 0,703 cuando la corriente limitante se considera la de aire de expulsión EA. Los valores proporcionados para esta zona son prácticamente iguales en el caso de la eficacia de la corriente limitante OA y ligeramente inferiores cuando es la corriente EA, posiblemente por el incremento en el flujo de aire consecuencia de la separación del tubo flexible, respecto a los obtenidos en la zona 3. Los valores de la eficacia de recuperación para los resultados de la zona 4 se muestran en la siguiente gráfica:

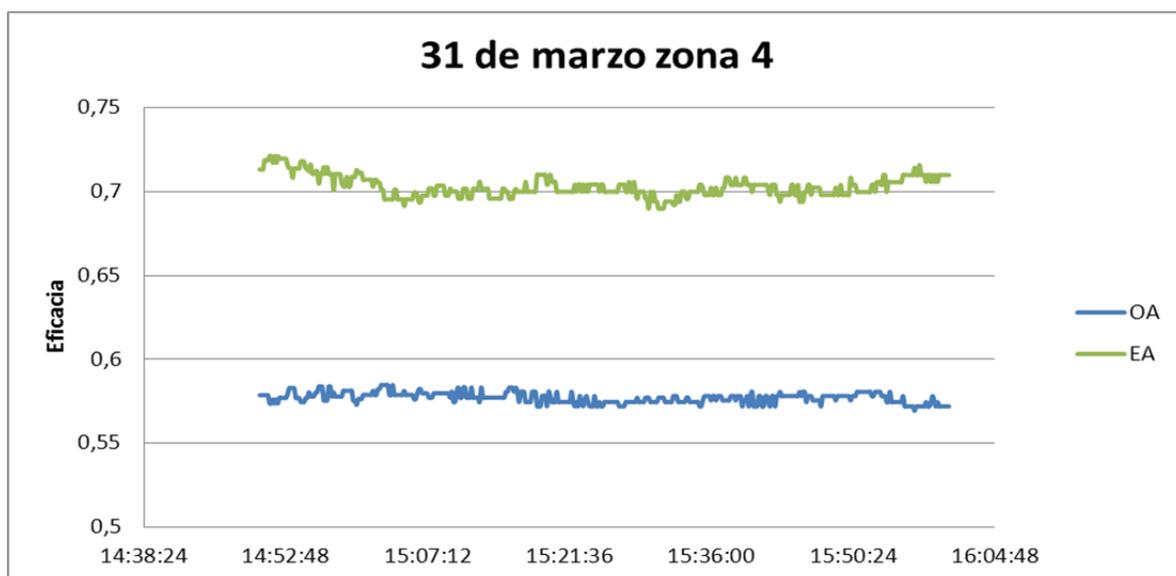


Figura IV.17: Evolución de la eficacia en la zona 4



En cuanto a la evolución de humedad específica, esta puede verse en la figura siguiente.

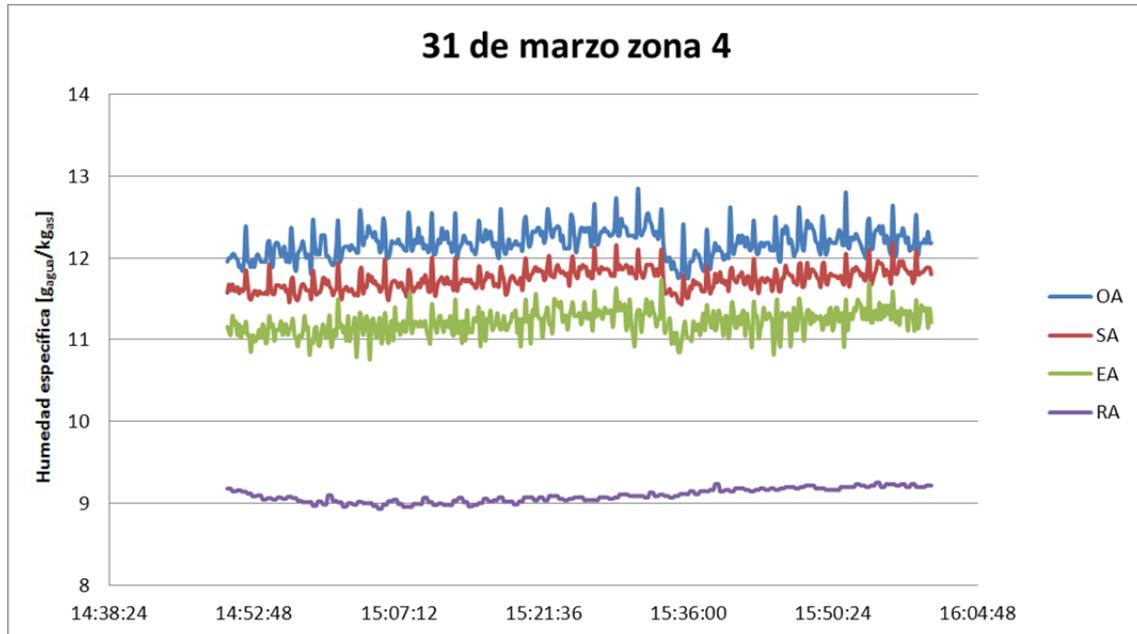


Figura IV.18: Evolución de la humedad específica en la zona 4

Se mantiene lo indicado anteriormente en cuanto a que la corriente OA es la que más afecta sobre RA y EA. La humedad específica EA nuevamente es inferior a la de SA, pero en las zonas anteriores se ha puesto de manifiesto el efecto que tiene la precisión de las sondas de humedad relativa. Los valores de RA/EA, sin corregir los datos de las sondas de humedad relativa, proporcionan un valor de 31,4 %, que es el más alto de los valores obtenidos para las zonas donde la humedad específica permanecen estables para poder realizar este análisis (zonas 2 y 3).

Si al igual que en las zonas 2 y 3 se reduce el 5 % la señal de la sonda de humedad relativa de la corriente EA y se incrementa en el mismo 5 % la de la corriente de retorno, los resultados obtenidos serían incoherentes, dado que la corriente de expulsión tendría una humedad inferior a la del retorno RA, lo que es imposible dado que procede de la mezcla de las corrientes OA y RA. La gráfica obtenida modificando el valor de las humedades relativas se muestra a continuación.

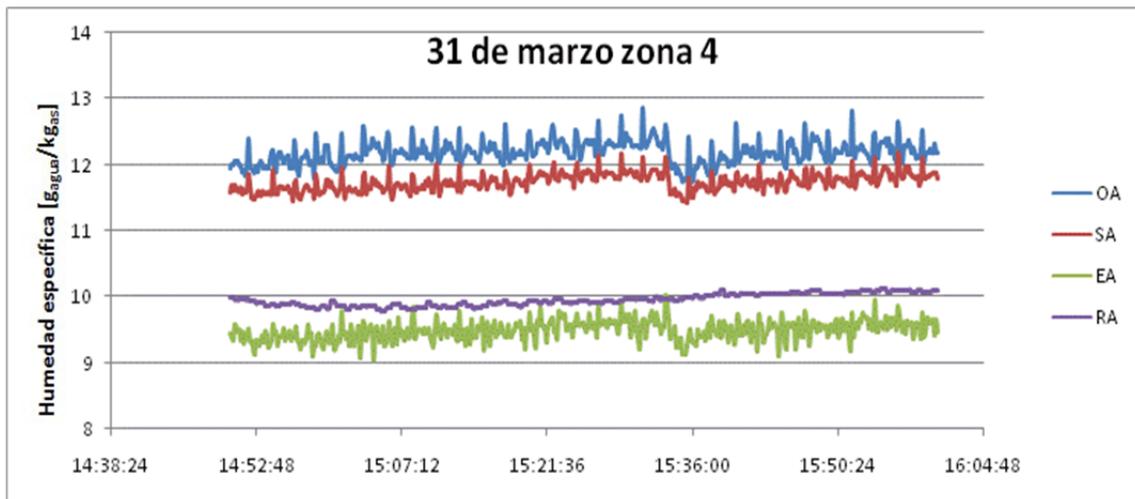


Figura IV.19: Evolución de la humedad específica en la zona 4

A pesar de que se han realizado las calibraciones oportunas en un rango adecuado de valores de temperatura y HR, el error en las lecturas de las sondas de humedad relativa no permite realizar análisis más precisos.

Como se ha indicado anteriormente, un incremento en la precisión de los valores de humedad relativa, proporcionaría una interpretación mejor de los resultados. Sin embargo las evoluciones de las lecturas de las sondas muestran que, como se ha señalado previamente, es la corriente OA la que contribuye de manera más significativa a las condiciones de humedad específica y por tanto de caudal, de las corrientes que salen del recuperador SA y EA.



IV.2.6. ZONA 5

Selección de zona estable por temperatura de 16:35 H a 17:30 H

La modificación a las 16:05 H ha consistido en bajar la temperatura de la corriente OA a 30°C. En este ensayo se puede ver cómo evolucionan las temperaturas asociadas a la inercia térmica del dispositivo, analizando en la primera la variación en la temperatura de las corrientes de salida EA y SA, debido a la energía acumulada en el recuperador.

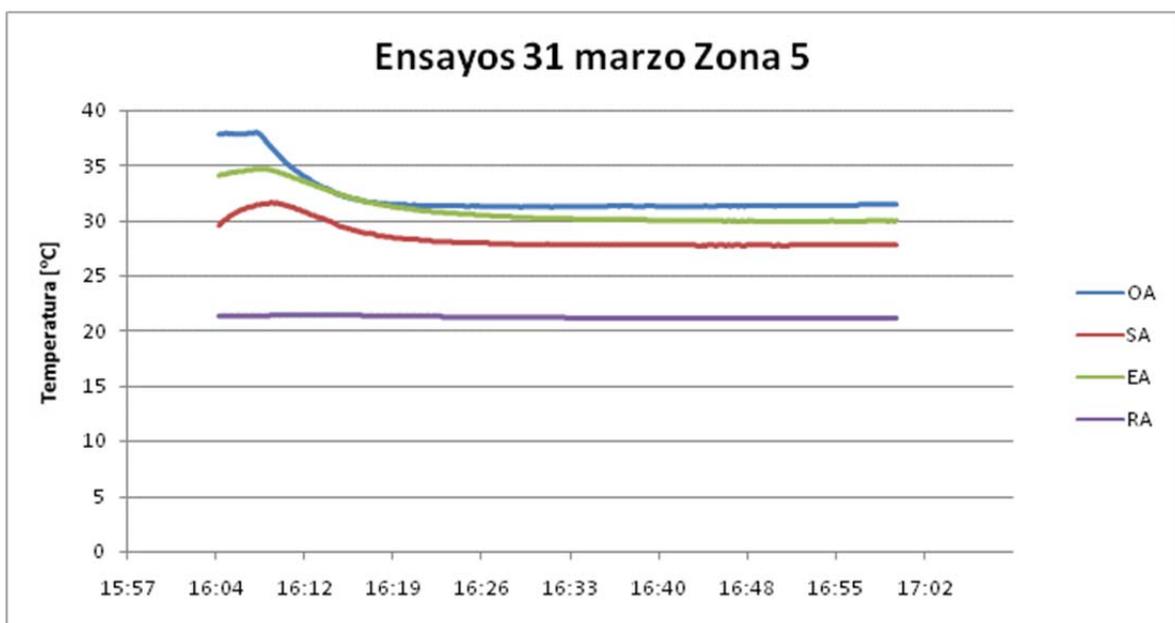


Figura IV.20: Evolución de las temperaturas en la zona 5

Se observa que al modificar la temperatura de la corriente OA, las corrientes SA y EA evolucionan prácticamente a la par, por lo que las inercias térmicas asociadas a la energía acumulada en el recuperador afectan poco sobre el comportamiento del recuperador, aunque se aprecia un cierto retardo, dado que en 15 minutos la corriente OA alcanza la temperatura estacionaria, mientras que las corrientes SA y EA siguen descendiendo. En aproximadamente 30 minutos se alcanza de nuevo el régimen estacionario.

A la vista de la figura se toma como zona de estudio desde las 16:30 H hasta las 17:30 H, por ser la zona en la que las propiedades del aire se han estabilizado.



Las medidas de caudal en las placas orificio se muestran en la siguiente tabla.

Tabla IV.5: Medidas de caudal en las placas orificio

	ΔP (Pa)	Caudal
SA Placa Orificio n° 7	150	932
RA Placa Orificio n° 6	38	476
EA Placa Orificio n° 3	82	555
OA Placa Orificio n° 4	433	1276

Si se procede al recalcu de los caudales, la corriente EA tendría un valor de 820 m³/h lo que proporciona un porcentaje de caudal RA en la corriente EA del 58,05 %, similar al obtenido en la zona 4.

La figura siguiente permite observar la evolución de temperaturas en esta zona 5.

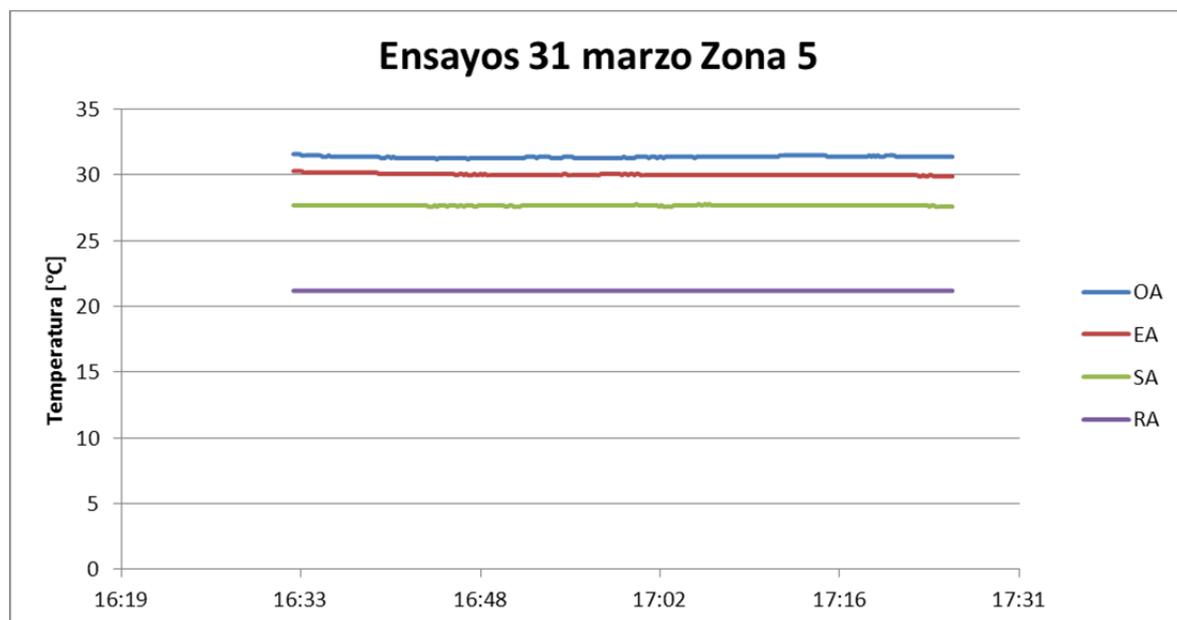


Figura IV.21: Evolución de las temperaturas en la zona 5

Como en los análisis realizados a las zonas previas, los valores promediados para la eficacia considerando el límite la corriente de aire limpio OA de 0,348 y de 0,855 cuando la corriente limitante se considera la de aire de expulsión EA. Los valores proporcionados para esta zona son similares a los obtenidos en las zonas 1 y 2.



Estos valores de la eficacia de recuperación para los resultados de la zona 5 pueden verse en la figura IV.22.

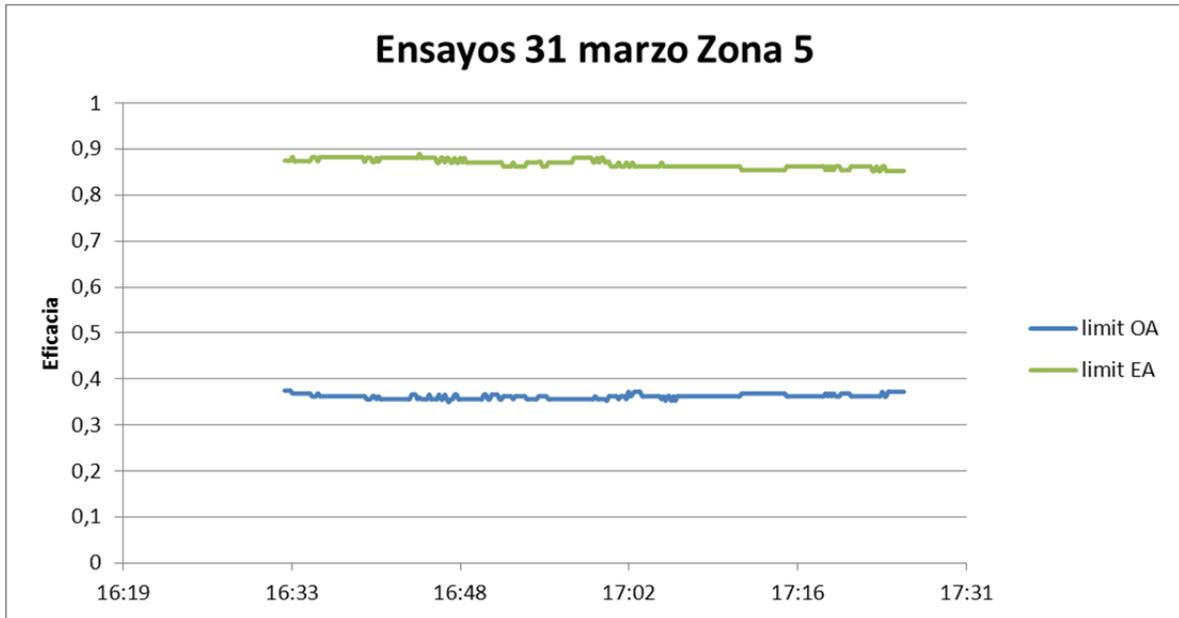


Figura IV.22: Evolución de la eficacia en la zona 5

Asimismo, la evolución seguida por la humedad específica de las corrientes, se muestra en la figura IV.23.

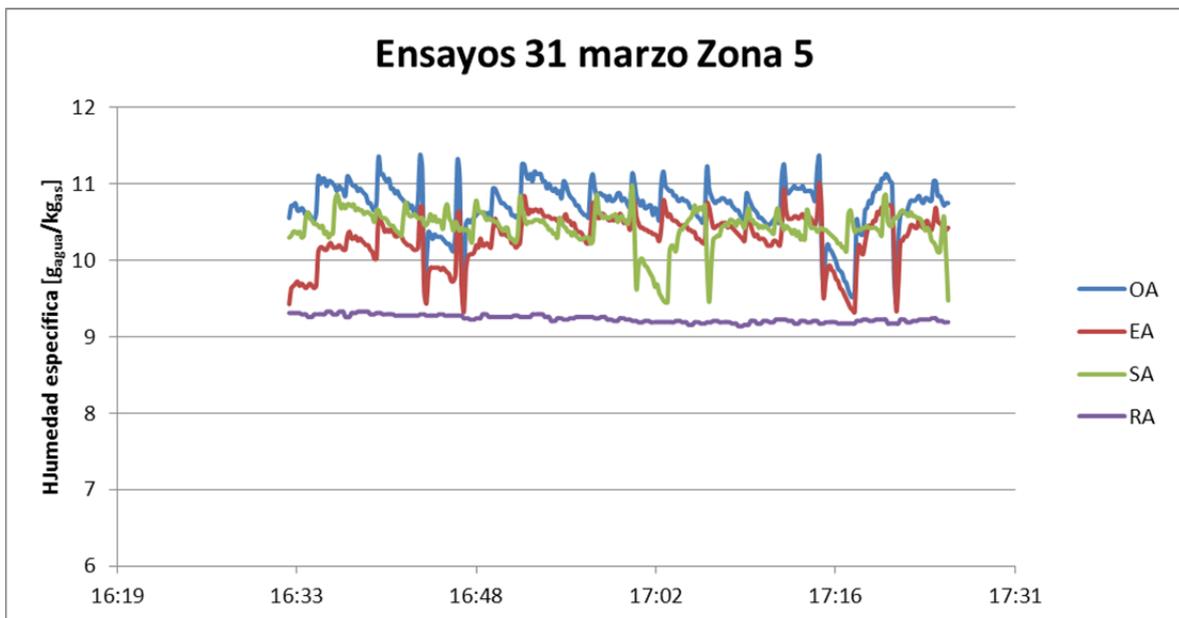


Figura IV.23: Evolución de la humedad específica en la zona 5



Se mantiene lo que afecta la corriente OA es la que más afecta sobre RA y EA. La humedad específica EA es ligeramente inferior a la de SA. Se sigue observando que la humedad de SA es inferior a la de OA, por lo que se mantiene el efecto de que algo el aire del retorno se by-pasa de nuevo a la impulsión.

Los valores de RA/EA, sin corregir los datos de las sondas de humedad relativa, proporcionan un valor de 12,3 %, que es inferior a los valores obtenidos en las zonas previas donde la humedad específica también permanecía estable.

Si se realiza el análisis de reducir el 5 % la humedad relativa de la corriente EA y se incrementa en el mismo 5 % la de la corriente RA, los resultados obtenidos se vuelven incoherentes, dado que la humedad del SA es mayor que la del OA y la del EA inferior a la de RA. Aunque no es válido, con estas nuevas medidas los valores de la relación RA/EA subiría hasta el 90 %, lo que demuestra la elevada contribución que tiene la precisión de las sondas de humedad específica.

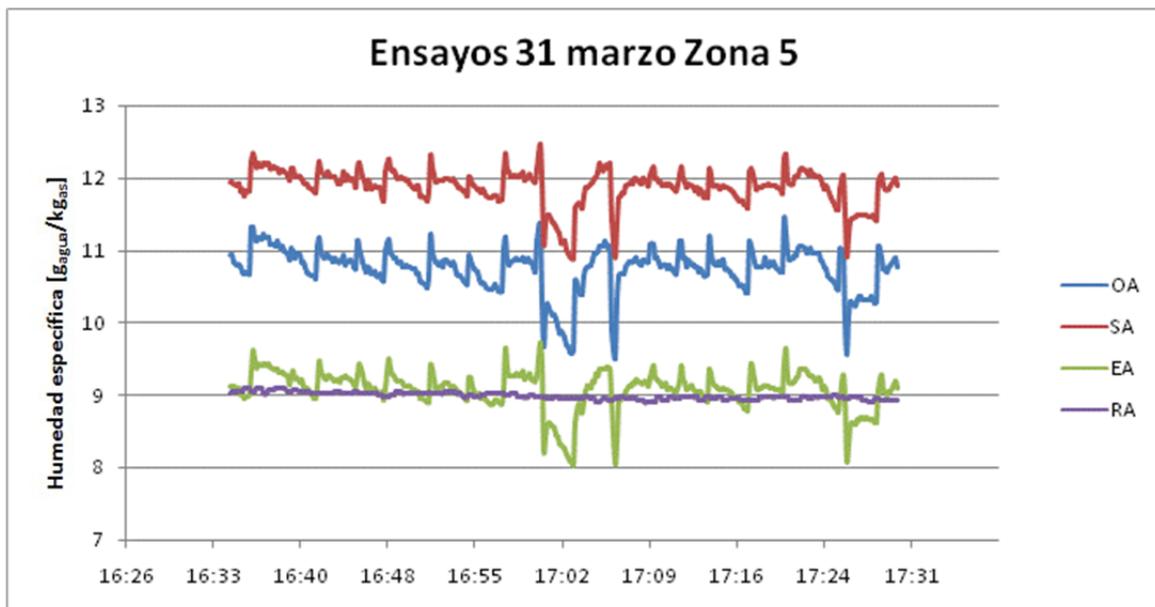


Figura IV.24: Evolución de la humedad específica en la zona 5



IV.2.7. ZONA 6

Selección de zona estable por temperatura de 17:50 H a las 18:30 H.

La modificación, realizada a las 17:35 H, ha consistido en mantener la temperatura a 30 C de la corriente OA y arrancar de nuevo el compresor para enfriar y deshumidificar la corriente RA. En el siguiente gráfico se analiza cómo ha sido el efecto de las inercias térmicas cuando se varía la temperatura de la corriente de aire limitante RA.

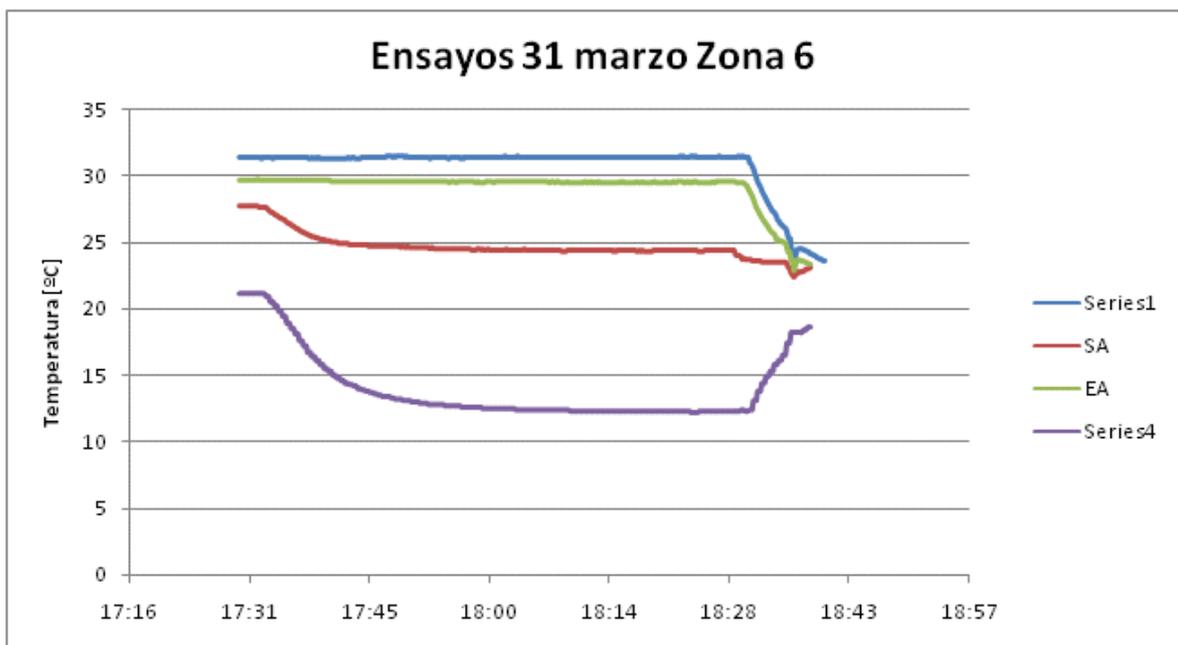


Figura IV.25: Evolución de las temperaturas en la zona 2

Se observa que al modificar la temperatura de la corriente RA, la corriente que más se ve afectada es la de la SA, pero no la de EA. La inercia térmica no se aprecia, dado que la bajada de temperatura de la corriente RA se mantiene prácticamente a lo largo de todo el ensayo, no manteniendo un valor constante. Al final se observa, cuando se ha parado el ensayo sobre las 18:30 H, periodo en el que las sondas comienzan a evolucionar hacia los mismos valores de temperatura.

A la vista de la figura se toma como zona estable desde las 17:50 H hasta las 18:30 H.

Comienza el análisis en esta zona, como en las anteriores, con las medidas de caudal en las placas orificio, mostradas en la siguiente tabla.



Tabla IV.6: Medidas de caudal en las placas orificio

	ΔP (Pa)	Caudal
SA Placa Orificio nº 7	151	936
RA Placa Orificio nº 6	49	540
EA Placa Orificio nº 3	88	575
OA Placa Orificio nº 4	433	1276

Si se procede al recalcu de los caudales como se ha realizado en las anteriores zonas, la corriente EA tendría un valor de 880 m³/h lo que proporciona un porcentaje de caudal RA en la corriente EA del 61,36 %, similar al obtenido en las zona 4 y 5.

La evolución de temperaturas puede verse en la figura IV.26.

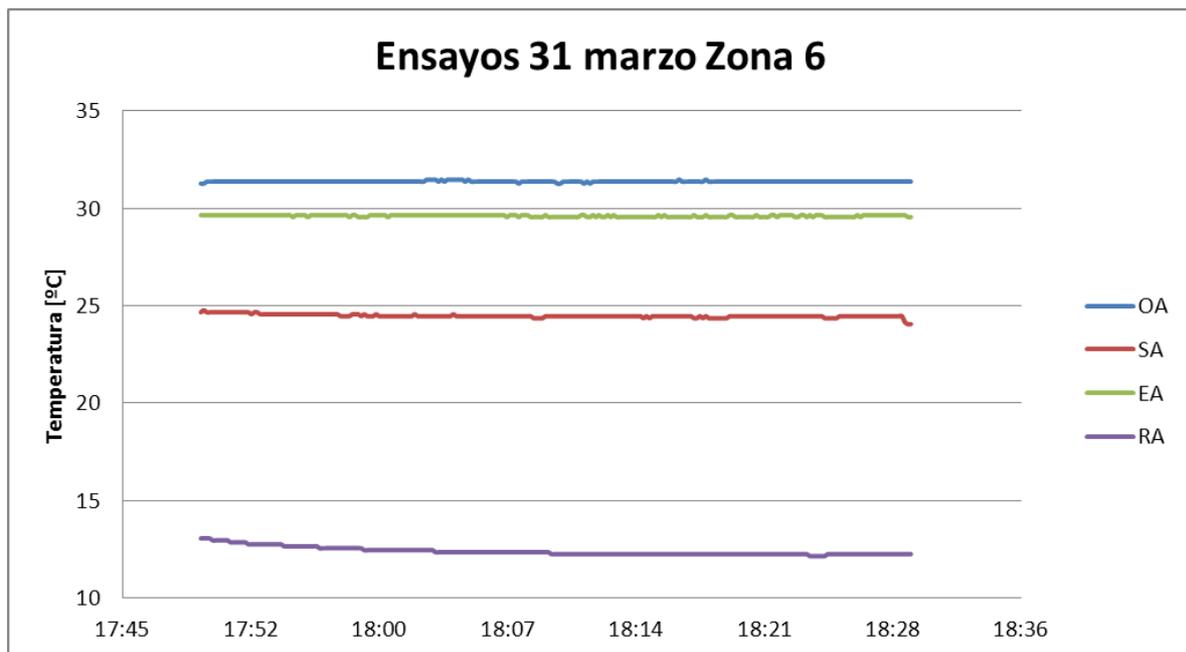


Figura IV.26: Evolución de las temperaturas en la zona 2

Los valores promediados para la eficacia considerando el límite la corriente de aire de ventilación OA de 0,363 y de 0,907 cuando la corriente limitante se considera la de aire de expulsión EA. Los valores proporcionados para esta zona son similares a los obtenidos en las zonas 1, 2 y 5.



La evolución de los valores de la eficacia de recuperación, en la zona estable, se muestra en la figura a continuación, donde se observa que estos valores de eficacia son muy constantes.

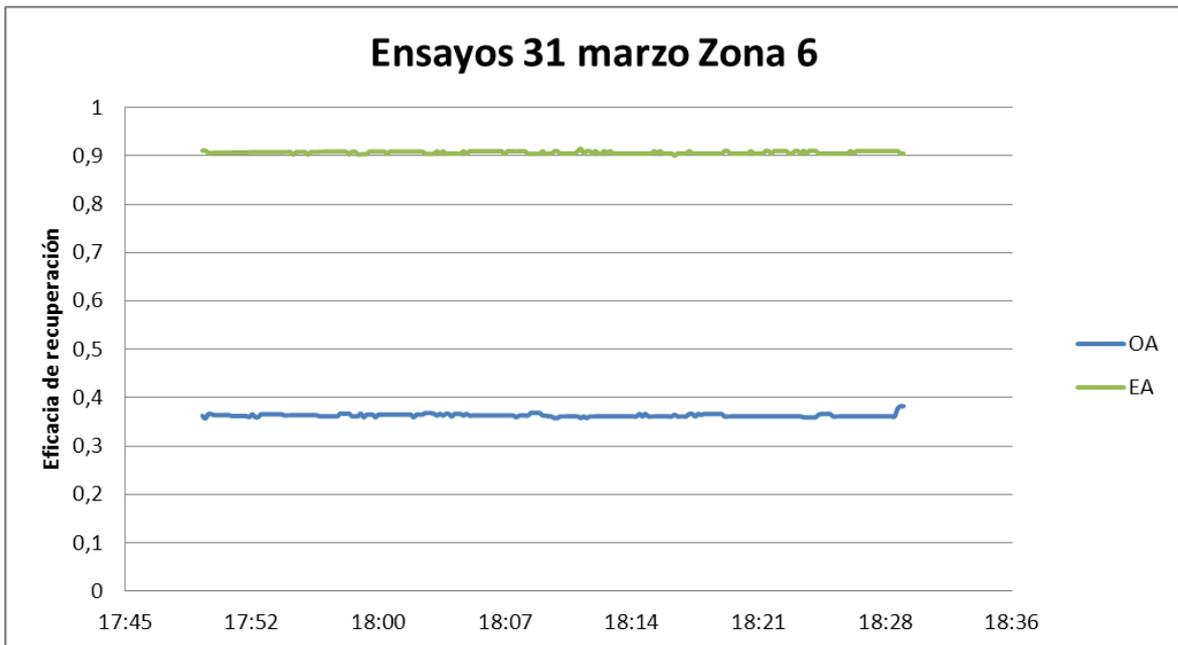


Figura IV.27: Evolución de la eficacia en la zona 2

A continuación, se muestra la evolución de humedad específica de las cuatro corrientes de aire:

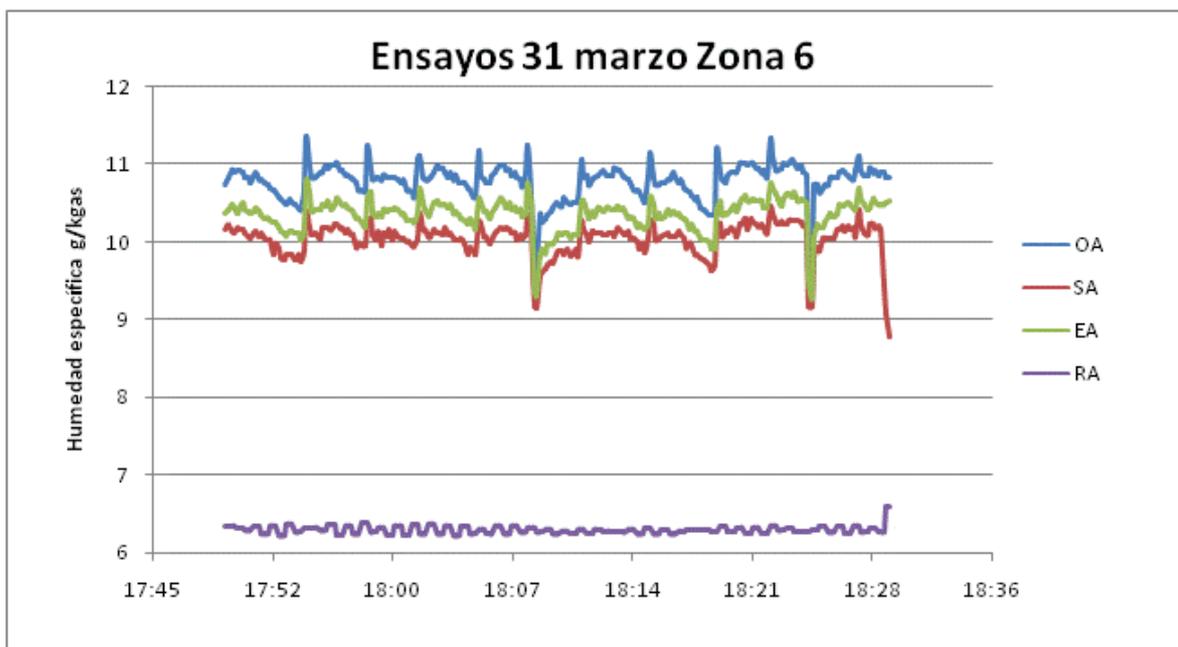


Figura IV.28: Evolución de la humedad específica en la zona 6



Como en zonas anteriores se mantiene la contribución de la corriente OA en las de RA y EA. La humedad específica EA es ligeramente superior a la de SA. Se sigue observando que la humedad de SA es inferior a la de OA, por lo que se mantiene el efecto de que algo el aire del retorno se by-passa de nuevo a la impulsión.

Los valores de RA/EA, sin corregir los datos de las sondas de humedad relativa, proporcionan el menor valor de todas las zonas analizadas con un 9,6 %.

Si se realiza nuevamente para esta zona el análisis con los márgenes de error de reducir el 5 % la humedad relativa de la corriente EA y se incrementa en el mismo 5 % la de la corriente RA, los resultados son ahora coherentes, dado que la humedad específica de las corrientes de SA y EA se encuentran entre las de OA y RA que deben ser los límites superior e inferior. Pero con las medidas corregidas los valores de la relación RA/EA solamente suben hasta un 46,3 %, esto significa que gran parte de la corriente de aire EA es procedente de la OA, que es la que se debería utilizar para ventilación y no para expulsión en la corriente EA.

La gráfica con las humedades relativas corregidas de las corrientes RA y EA se muestra en la figura IV.29.

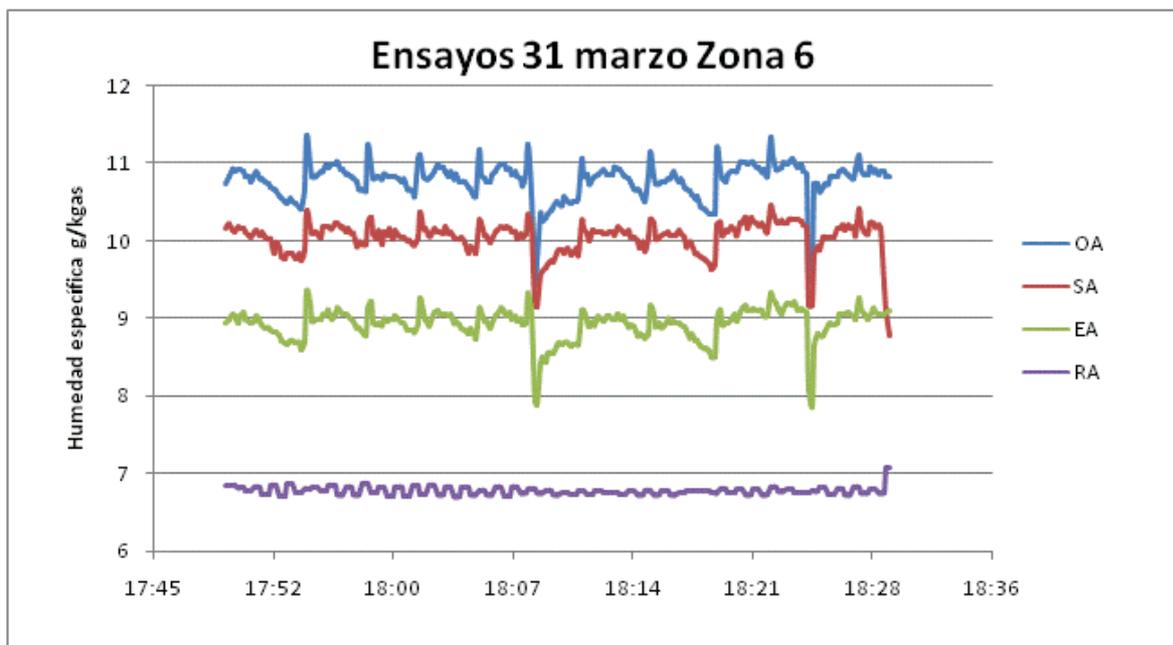


Figura IV.29: Evolución de la humedad específica en la zona 6, habiendo modificado las humedades relativas



IV.2.8. ANÁLISIS GLOBAL DE LOS ENSAYOS DEL DÍA 1

Se observa que los valores de la eficacia, utilizando los valores de las temperaturas medidas son coherentes con los aportados para este tipo de equipos, si se utiliza la corriente limitante (menor tamaño térmico) como criterio, pero muy pequeños cuando se utiliza la de mayor tamaño térmico.

Dado que se han analizado tres niveles de temperatura para la corriente OA (30, 35 y 40°C) y dos para la corriente RA (Con compresor funcionando y Sin compresor), se puede realizar un análisis ortogonal de los valores aportando los valores medios de las eficacias obtenidas para cada uno de los niveles de los factores analizados. Esto permitirá ver como contribuyen los factores al resultado de las eficacias obtenidas utilizando los dos criterios.

Las tablas de valores obtenidos de eficacia de recuperación se presentan a continuación:

- Análisis de la eficacia utilizando como saltos térmicos en el numerador de la expresión las temperaturas de las corrientes OA y SA.

Tabla IV.7: Análisis eficacia

OA Temperatura	RA Con o Sin compresor	Eficacia % Considerando OA	Nivel y Factor	Medias
30	SIN	34,8	OA30	35,55
30	CON	36,3	OA35	35,5
35	SIN	36	OA40	57,25
35	CON	35	RASin	42,83
40	SIN	57,7	RACon	42,7
40	CON	56,8		



- Análisis de la eficacia utilizando como saltos térmicos en el numerador de la expresión las temperaturas de las corrientes RA y EA.

Tabla IV.8: Análisis eficacia

OA Temperatura	RA Con o Sin compresor	Eficacia % Considerando EA	Nivel y Factor	Medias
30	SIN	85,5	OA30	88,1
30	CON	90,7	OA35	86,5
35	SIN	83	OA40	74,5
35	CON	90	RASin	79,6
40	SIN	70,3	RACon	86,47
40	CON	78,7		

Un análisis de varianza para ver la contribución de los factores analizados proporciona la aportación de los factores analizados sobre los resultados obtenidos, analizando la suma de cuadrados respecto a la media para ver la contribución que tiene el cambio de nivel en un determinado factor. La nomenclatura que se utiliza y el significado de cada variable son los siguientes:

- Grados de libertad GL: Es el número de niveles de cada factor menos uno.
- Suma de cuadrados SS: Es el cuadrado de la diferencia de los valores medidos, respecto a la media de todos los valores.
- Varianza V: El cociente entre la suma de cuadrados y los grados de libertad.
- % Contribución: Lo que afecta sobre el resultado el cambio de nivel de un factor, calculado como el cociente de la suma de cuadrados, descontando la contribución del error (definido como la suma de todas las contribuciones no significativas) y la suma de cuadrados total.

Los resultados se muestran en las siguientes tablas:



- Resultados de la eficacia considerando el salto térmico de la corriente de ventilación:

Tabla IV.9: Contribuciones considerando el salto de la corriente de ventilación

Factor	GL	SS	V	% Contribución
OA	2	629,303	314,6517	96,46
RA	1	0,02667	0,02667	No contribuye
OA X RA	2	2,0033	1,00166	No contribuye
Error Total	3	2,0300	0,67667	0,54

- Resultados de la eficacia considerando el salto térmico de la corriente de expulsión:

Tabla IV.10: Contribuciones considerando el salto de la corriente de expulsión

Factor	GL	SS	V	% Contribución
OA	2	221,013	110,507	72,22
RA	1	70,727	70,727	23,59
OA X RA	2	2,577	1,287	2,29
Error Total	2	2,577	1,287	2,29

A la vista de los resultados, se puede concluir que el factor que mayor contribución tiene sobre el valor de las eficacias de recuperación es la temperatura del aire cuya corriente posee un mayor tamaño térmico, que en este caso es la corriente OA.

En el caso del valor de la eficacia definida utilizando como referencia la corriente OA, es el único parámetro que afecta, incrementándose desde 35,5 % para los niveles de temperatura de 30 y 35°C, hasta valores de 57,3 % cuando el nivel aumenta a 40°C.

Cuando se analiza la eficacia utilizando el salto térmico en la corriente de expulsión (EA), aunque es solo un tercio de la contribución del nivel térmico de OA, aparece como significativa la contribución de las condiciones de temperatura de la corriente RA. La eficacia sobre EA respecto al nivel térmico de OA en este caso se comporta de manera contraria a la obtenida anteriormente, dado que baja cuando se incrementa la temperatura de OA. El análisis del otro factor (con o sin compresor) muestra que



cuando está encendido el compresor se incrementa la eficacia desde 79,6 hasta 86,5%. En este caso, el mantener encendido el compresor supone aportar aire a una temperatura inferior al recuperador.

En ambos casos del análisis la contribución del error, asociada esencialmente a la contribución que tiene la interacción OAxRA, se puede considerar despreciable.

El análisis de temperaturas permite establecer adecuadamente la eficacia, pero en base a los saltos térmicos, sin tener en cuenta si ese salto se produce por el intercambio térmico en el recuperador o bien es porque parte del aire se by-passa entre corrientes.

Para determinar si el aire está by-passado entre las corrientes, se analiza cómo se modifica la humedad específica entre las corrientes de aire que intervienen en el recuperador. Inicialmente, indicar que es necesario asegurar el adecuado sentido de giro del recuperador, de manera que la zona de purga pueda funcionar como está previsto. En caso contrario la purga no funcionará como está previsto en el diseño.

Es necesario indicar también, que la precisión de las sondas de humedad, a pesar de haber sido calibradas, proporciona errores que dificultan el análisis de resultados y que se habría facilitado incrementando la precisión de las sondas. En cualquier caso, es difícil, por el procedimiento habitual que utilizan las sondas de medida de humedad relativa, ya que son sondas capacitivas que tienen, entre otros defectos, elevada histéresis, lo que provoca que los datos medidos posean errores máximos elevados de aproximadamente el 5 %, aunque los errores medios de lectura en todo el rango con los ajustes realizados sean muy pequeños.

Tanto el análisis de la evolución de las sondas, como los valores obtenidos para la humedad específica muestran que el recuperador no funciona como estaba previsto, dado que en la corriente de aire de impulsión (SA), siempre aparece una humedad inferior a la que tiene la corriente de aire exterior. Esto es debido a que en la zona de purga no se consigue eliminar el aire RA retenido en la masa del recuperador, pasando una parte a la corriente de aire de ventilación.



IV.3. DÍA 2 DE EXPERIMENTACIÓN

IV.3.1. EVOLUCIÓN DEL ENSAYO

Como ya se avanzaba en el capítulo anterior, para este día de experimentación se gira el recuperador, de manera que se intercambie la configuración y la UTA pequeña esté ahora conectada a la corriente OA, y la UTA grande a la corriente RA. La UTA pequeña tendrá diferentes posiciones de calentamiento y humidificación. La UTA grande se arranca para aportar el aire RA, sin control de condiciones.

Los cambios que se fueron provocando en las condiciones de trabajo del recuperador fueron los siguientes:

9:50. Comienzo. Condición: UTA pequeña OA 1'5kW calentamiento

12:25. UTA pequeña: 2 kW calentamiento. 1'2 kW humidificación

Ruptura correa

13:05. Sin humidificación

16:25. Humidificación 2'4kW

18:25. Humidificación 2'4kW, calentamiento 3 kW.

Las lecturas de caudal en las placas orificios son:

SA Placa Orificio nº 3 (2 tomas) (Posible error en la medida por la posición)

RA Placa Orificio nº 4 (2 tomas)

EA Placa Orificio nº 7 (1 toma)

OA Placa Orificio nº 6 (2 tomas)

Los caudales para los ensayos de este día se pretenden que estén en valores próximos, con el fin de simular el comportamiento del recuperador cuando opera con caudales equilibrados. Estos caudales se han mantenido prácticamente constantes a lo largo de todo el periodo de medida. Los valores son los que se muestran en la tabla:



Tabla IV.11: Caudales medidos a lo largo del ensayo del día 2

	Medida 1		Medida 2		Medida 3		Medida 4		Medida 5	
	ΔP (Pa)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (Pa)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (Pa)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (Pa)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (Pa)	Caudal (m ³ /h)
SA P03	49	429	48	425	50	434	47	420	45	411
RA P04	92	588	86	569	85	565	84	562	84	562
EA P07	59	585	51	544	52	549	51	544	50	538
OA P06	73	659	72	655	72	655	72	655	71	650

El caudal que resulta ligeramente superior es el OA. Un balance de masa a los flujos que entran y salen muestra que los caudales que salen son aproximadamente 250 m³/h menores a los de entrada. Esto puede ser debido a fugas, pero además habrá que analizar el destino de los flujos de entrada en función del valor de las humedades específicas.

Se muestra la evolución de temperaturas en las cuatro corrientes de aire, indicando las distintas zonas de estudio:

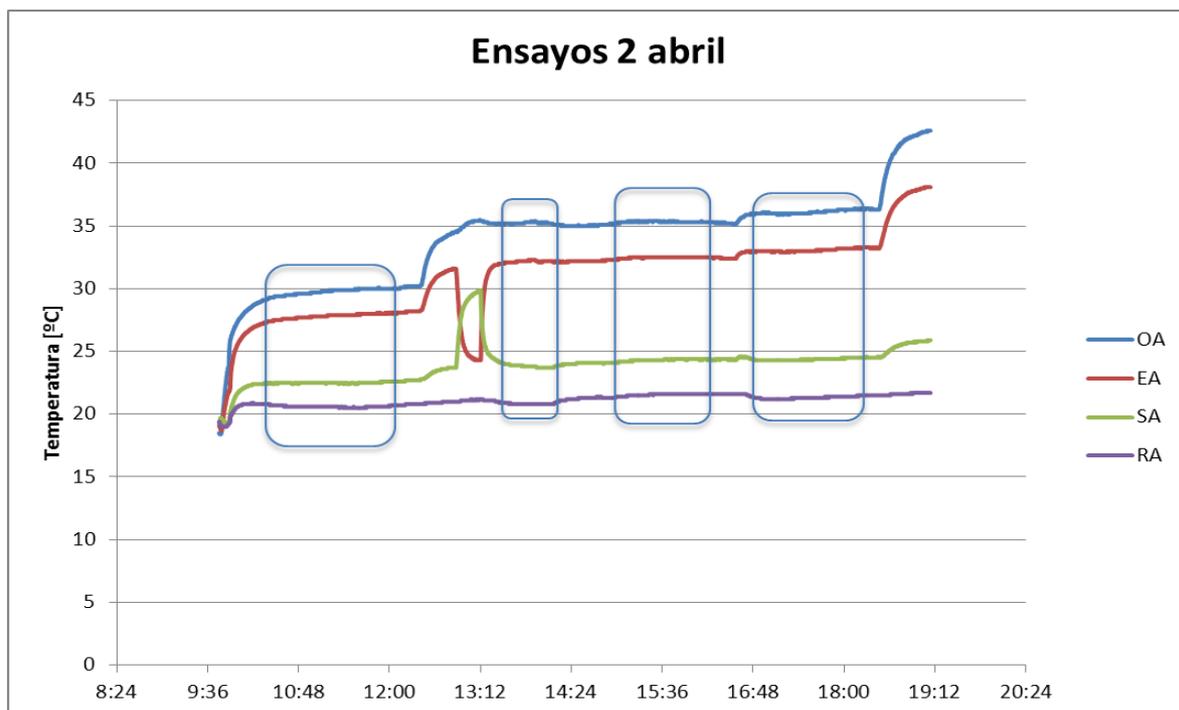


Figura IV.30: Evolución de la temperatura en el segundo día de ensayos



En las gráficas de temperatura y posteriormente en la de humedad específica se observa como incidencia la ruptura de la correa de transmisión entre el motor de giro y el recuperador, entre las 12:52 H y las 13:15 H. Esto hace que en el proceso se deje de recuperar y los valores de la temperatura de la corriente SA tiendan a coincidir con la de OA, mientras que la de EA evolucione hacia los valores de temperatura de RA. Esta tendencia se mantiene hasta que comienza de nuevo el funcionamiento del recuperador y certifica que las sondas de temperatura y humedad se encuentran en la posición adecuada para poder realizar las interpretaciones posteriores de lo que ocurre en las zonas de temperatura y humedad estables.

Se muestra a continuación la gráfica de humedades específicas (eje Y $g_{\text{agua}}/kg_{\text{gas}}$) de todos los ensayos del día:

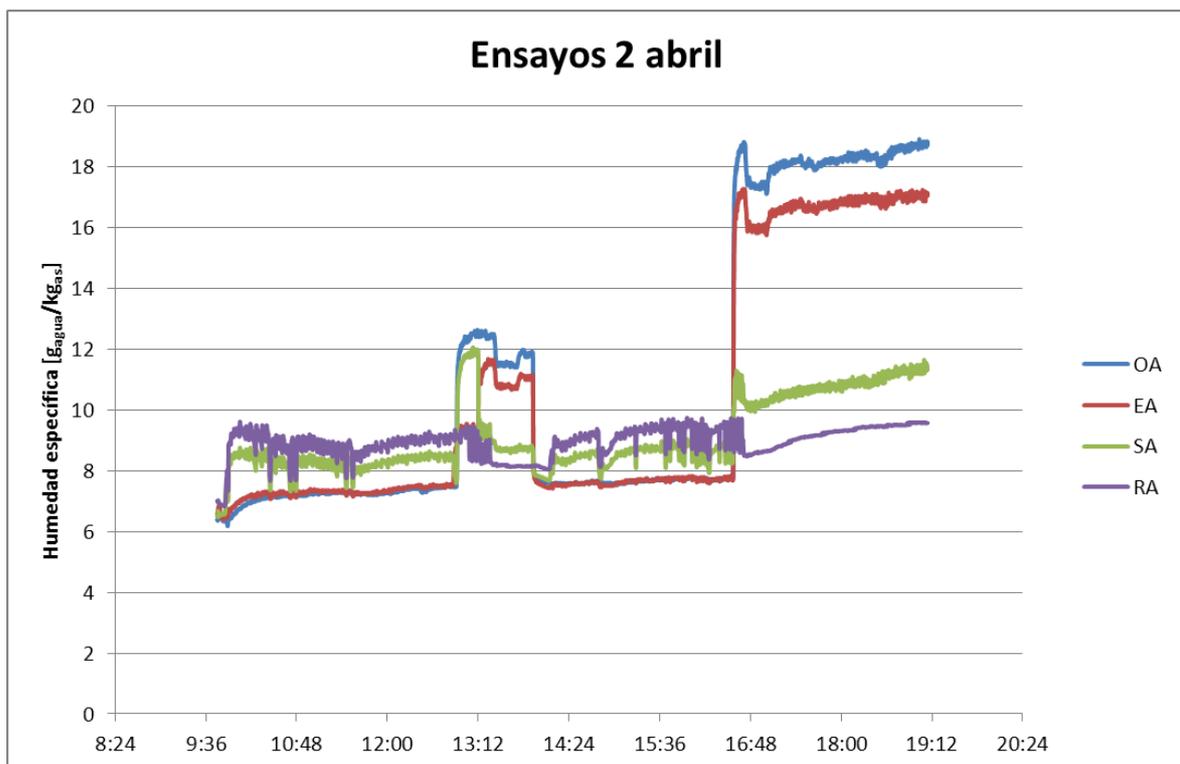


Figura IV.31: Evolución de la humedad específica en el segundo día de ensayos

En el caso de las temperaturas existe más inercia térmica que para el caso de las humedades específicas, debido a la inercia térmica por la temperatura a la que se encuentra el recuperador cuando se produce la ruptura. La variación de la humedad específica, teniendo en cuenta cómo evoluciona la de OA, es prácticamente instantánea.



A continuación se muestra la gráfica de evolución e las eficacias de recuperación, teniendo como límites la corriente OA y la EA.

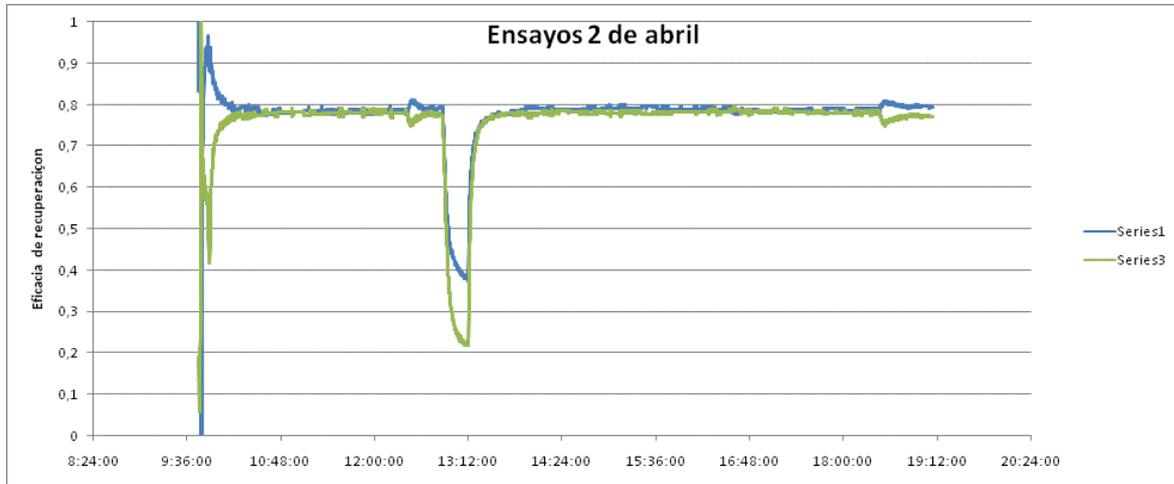


Figura IV.32: Evolución de la eficacia en el segundo día de ensayos

En este caso, debido a que las corrientes de aire de ventilación y de expulsión poseen unos flujos similares, las eficacias de ventilación utilizando como corrientes limitantes los flujos de aire OA y EA, se obtienen valores de eficacia similares, de entorno al 80 % en ambos casos. También se observa cómo, cuando se ha producido la parada en el giro del recuperador por la ruptura de la correa, las eficacias disminuyen drásticamente, pero que se recuperan cuando se vuelve a poner en funcionamiento.

El análisis que se realizará con los datos será similar al realizado con los del 31 de marzo. En este caso se ha pretendido equilibrar los caudales de OA y RA a valores similares, por lo que la corriente de RA suministrada por la UTA grande se ha regulado a valores de ΔP del orden de las proporcionadas por la UTA pequeña y que en estos ensayos aportan la corriente OA.

Los factores modificados solo corresponden a diferentes niveles de las potencias de calentamiento y humidificación en la UTA pequeña del aire OA.

Se han analizado cinco zonas de ensayo que corresponden a las modificaciones realizadas en la UTA pequeña. Para evitar aportar información redundante obtenida de las diferentes zonas, inicialmente se presentan los gráficos de temperatura, eficacia y humedad específica para las zonas y posteriormente se realizará la interpretación conjunta de resultados.



IV.3.2. ZONA 1

La evolución de la temperatura, como se muestra en la figura IV.33, es muy estable, lo que permitirá medir con adecuada precisión el valor de la eficacia del recuperador.

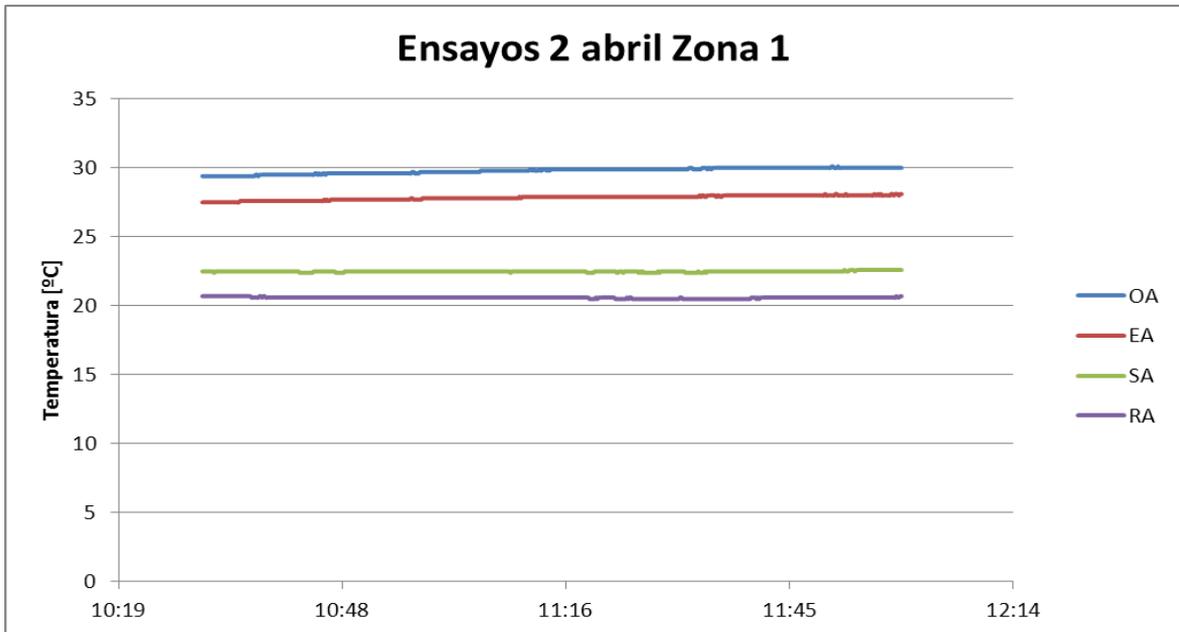


Figura IV.33: Evolución de la temperatura en la zona 1

La evolución de las humedades específicas se puede ver en la figura IV.34.

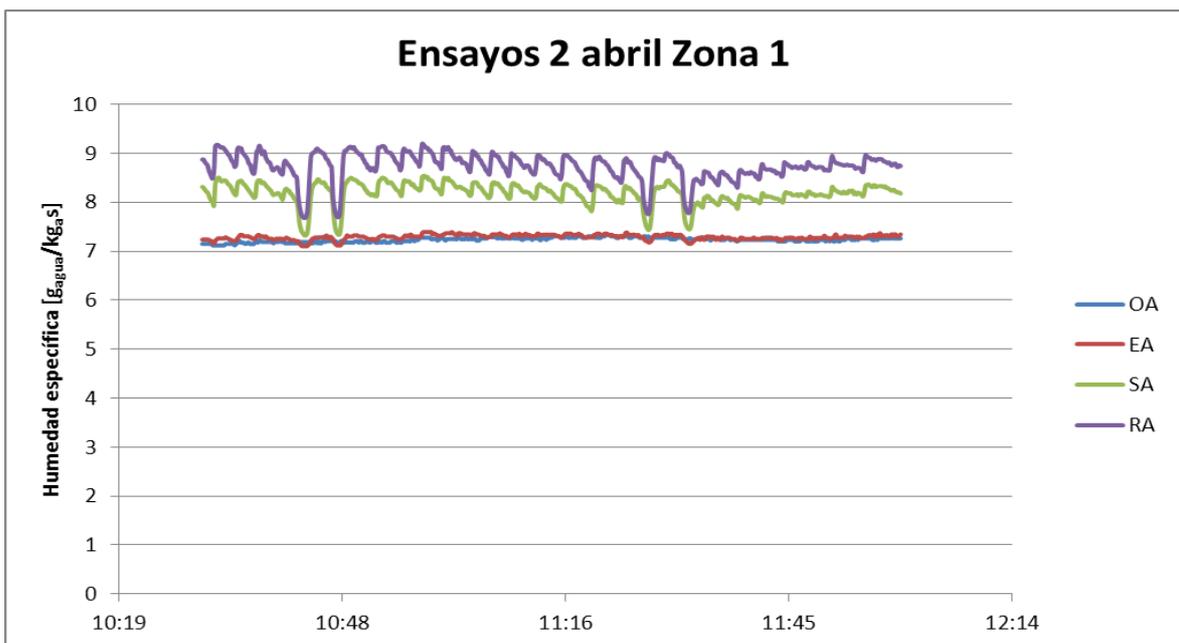


Figura IV.34: Evolución de la humedad específica en la zona 1



El valor de la humedad específica de la corriente de aire exterior OA coincide con la del aire de expulsión, por tanto todo el aire que se está expulsando es aire de ventilación. La humedad específica del aire impulsado SA, es más próxima a la de la corriente de retorno RA que a la del aire de ventilación, luego la mayor parte del aire de retorno, en vez de ser expulsado, retorna al local, mezclándose con una pequeña parte del aire exterior, que debería ser el que más contribuyera a las características de humedad específica de la corriente de aire impulsado.

Por tanto todo el aire expulsado es aire exterior y el aire impulsado es casi todo recirculado, pero con una pequeña mezcla del aire exterior. Lo que hace que, independientemente del criterio utilizado de las eficacias de recuperación que se analiza posteriormente, se puede asegurar que el recuperador con caudales pequeños funciona mal, no cumpliendo los objetivos globales de renovación de aire que justifican tener que recuperar la energía de la corriente de aire RA.

Se observa que, al igual que ocurría en el día 1 de experimentación, la corriente EA está influenciada principalmente por la corriente OA, es decir,

Se analizan ahora las eficacias obtenidas, tanto en el caso de considerar la corriente OA como limitante, como en el caso de considerar la corriente EA.

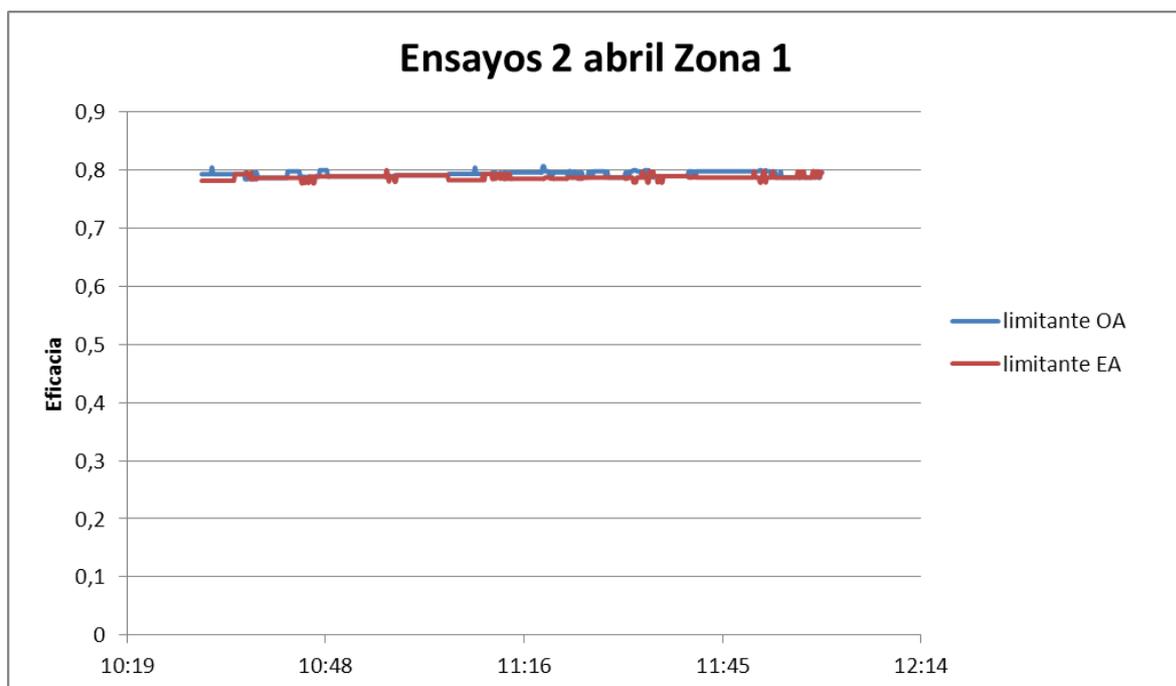


Figura IV.35: Evolución de la eficacia en la zona 1



Se puede observar que en este caso, debido a que los caudales de entrada del exterior y del interior son muy similares, la eficacia apenas cambia con uno u otro criterio.

Debido a que en el dispositivo, por lo visto en el análisis de las humedades específicas de las corrientes, además del intercambio energético de calor sensible inherente al dispositivo, existe by-pass de las corrientes en el recuperador, este valor de las eficacias puede ser consecuencia del intercambio o del by-pass. Hay que tener en cuenta que, manteniendo el criterio para medir las eficacias de recuperación, una configuración en la que no exista intercambiador energético y que el aire retornado se aporte completamente a la impulsión y el del exterior al de expulsión, las eficacias de ventilación tendrían valores de la unidad:

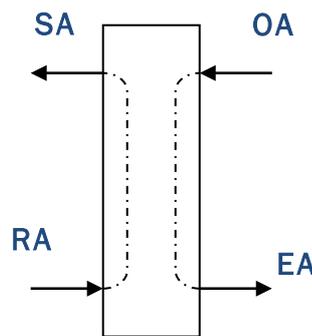


Figura IV.36: Esquema de las corrientes de aire en el recuperador

$$\begin{aligned} \varepsilon_{OA} &= \frac{T_{OA} - T_{SA}}{T_{OA} - T_{RA}} \Rightarrow \text{Si } RA \equiv SA \Rightarrow \varepsilon_{OA} = \frac{T_{OA} - T_{RA}}{T_{OA} - T_{RA}} = 1 \\ \varepsilon_{EA} &= \frac{T_{EA} - T_{RA}}{T_{OA} - T_{RA}} \Rightarrow \text{Si } EA \equiv OA \Rightarrow \varepsilon_{EA} = \frac{T_{EA} - T_{RA}}{T_{OA} - T_{RA}} = 1 \end{aligned} \tag{E-IV.10}$$

Por tanto, utilizar solo el criterio de la eficacia de recuperación, sin tener en cuenta la procedencia del aire impulsado a los locales acondicionados puede ser un criterio energético adecuado, pero no para asegurar la calidad de ambiente interior.



IV.3.3. ZONA 2

Se toma de zona estable desde las 13:25 H hasta las 13:50 H

Se introduce humidificación en la corriente OA y se incrementa el calentamiento desde 1,5 kW de la zona 1 hasta 2 kW.

La evolución de temperaturas se muestra en la figura IV.37.

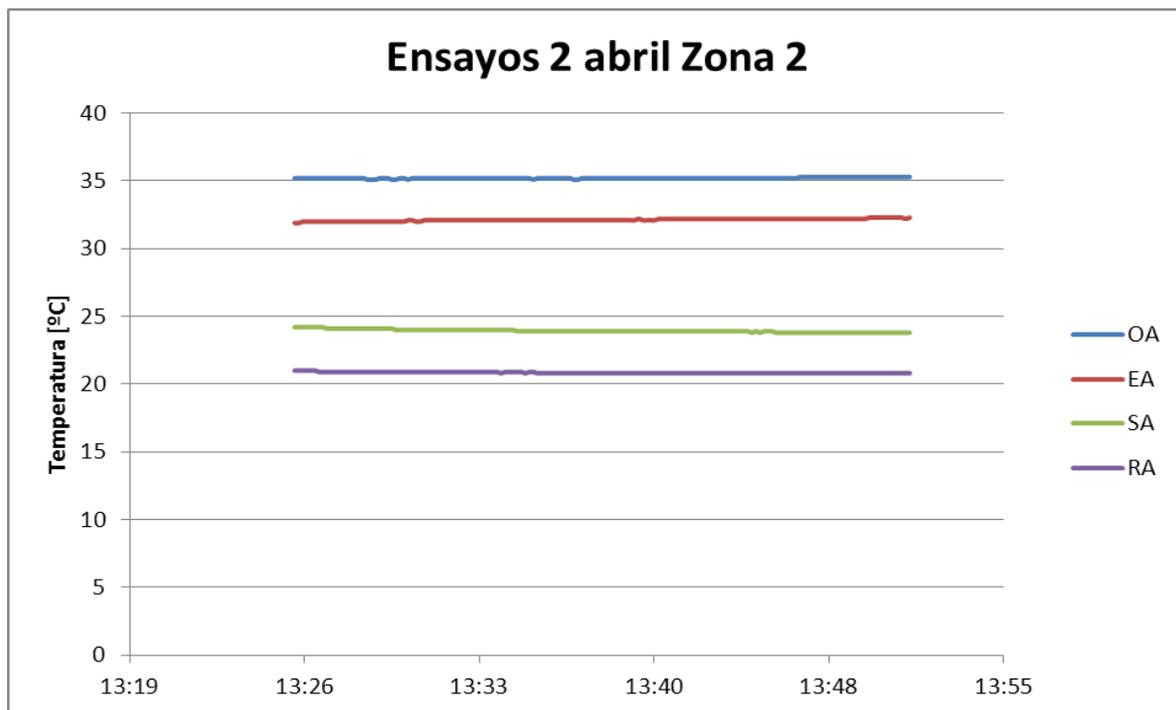


Figura IV.37: Evolución de la temperatura en la zona 2

Se mantiene lo indicado para la zona 1, dado que solo se modifica en esta zona el contenido de humedad de OA.

En esta etapa, debido a la humidificación de la corriente OA, se separan ligeramente los valores de humedad específica de las corrientes OA y EA, pero siendo esta corriente la predominante en el aire expulsado, como se muestra en la figura siguiente. En este caso, como ya se realizó en el análisis de los resultados del 31 de marzo el % de aire RA existente en la corriente EA, utilizando como criterio el aporte de humedad específica procedente de las corrientes OA y RA es de un 27 % solamente de aporte de la corriente RA. Hay que tener en cuenta que los caudales de ensayo son similares, pero que son pequeños, por lo que los efectos asociados al By-pass entre corrientes es más importante que en los casos donde los caudales son elevados.

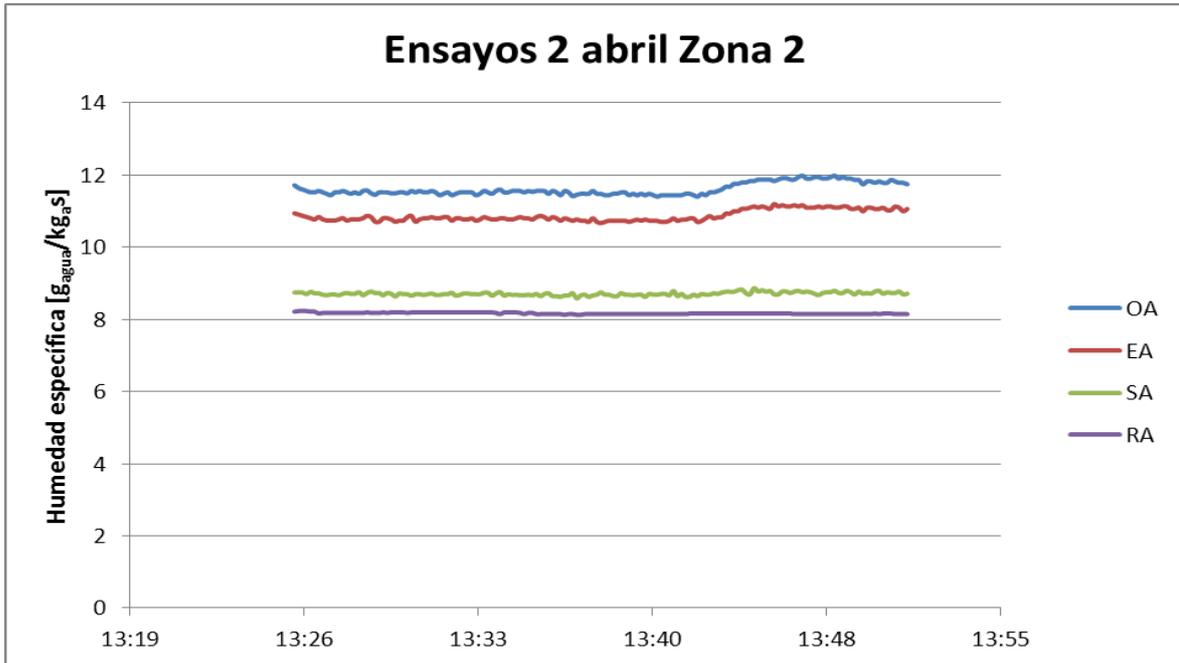


Figura IV.38: Evolución de la humedad específica en la zona 2

Por tanto, del análisis de las humedades específicas se mantiene lo indicado para la zona 1 en cuanto a la procedencia de los flujos de aire expulsado e impulsado al local. Una ligera modificación de la humedad al final de la zona, provoca una variación similar en EA, pero casi no se percibe en SA, que debería ser igual a la de OA.

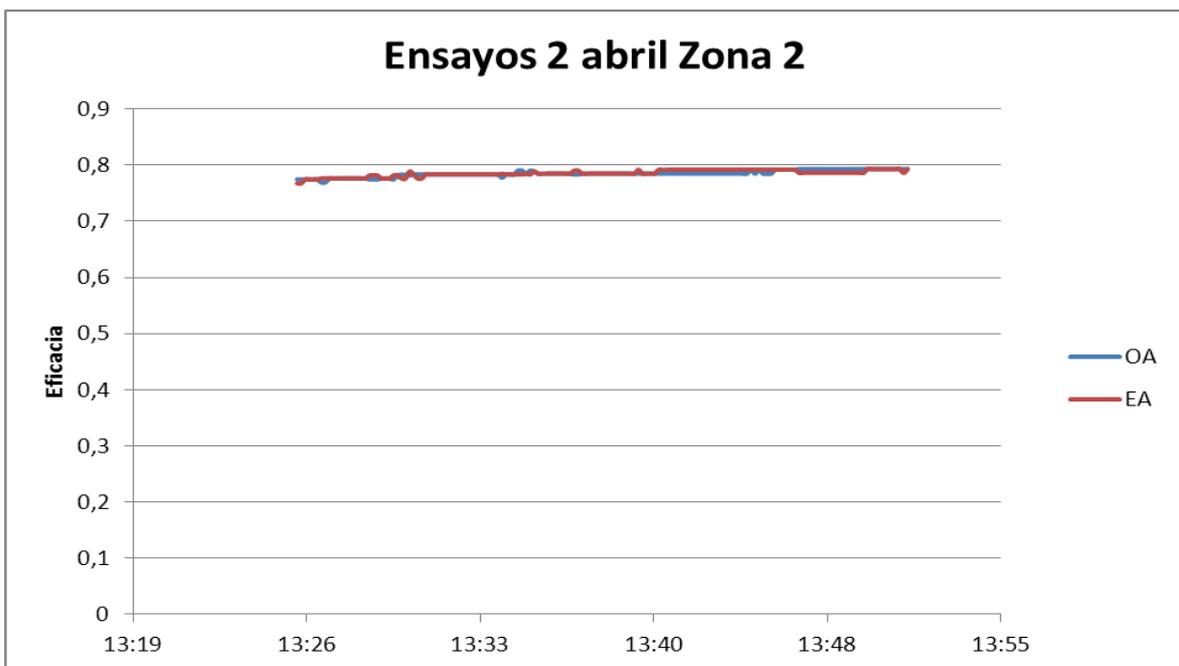


Figura IV.39: Evolución de la eficacia en la zona 2



IV.3.4. ZONA 3

Se toma de zona estable desde las 14:00 H hasta las 16:20 H.

Solo se para la humidificación de la corriente OA sin actuar sobre el calentamiento sensible, manteniendo los 2 kW de calentamiento.

La evolución de temperaturas de las corrientes de aire para esta tercera zona se muestra en la figura IV.40.

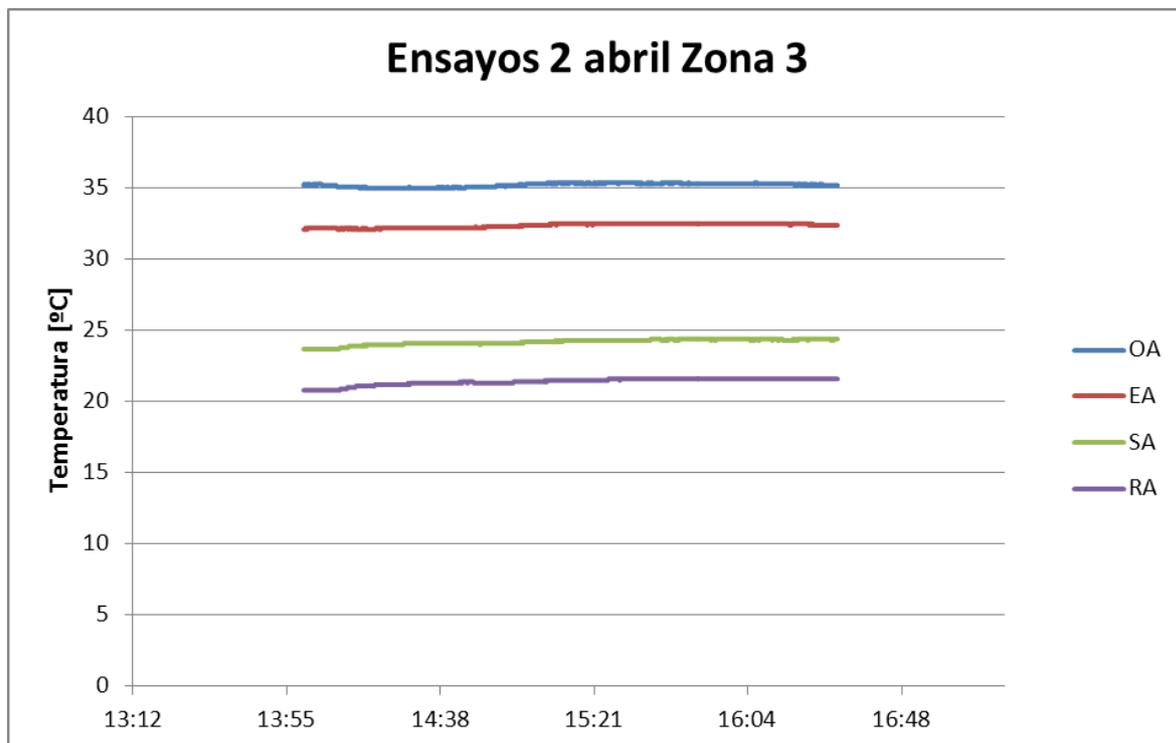


Figura IV.40: Evolución de la temperatura en la zona 3

Se mantiene lo indicado para las anteriores zonas. Hay que indicar que el ligero incremento de la temperatura de RA, que aporta la UTA grande, es consecuencia de la evolución de temperatura del aire en el laboratorio.

En cuanto a la evolución de humedades específicas, en este caso, en donde no hay humidificación, se observa que se recuperan nuevamente las condiciones de operación de la zona 1, donde EA es prácticamente OA y SA posee una contribución predominante de la corriente RA. Se puede ver en la figura mostrada a continuación.

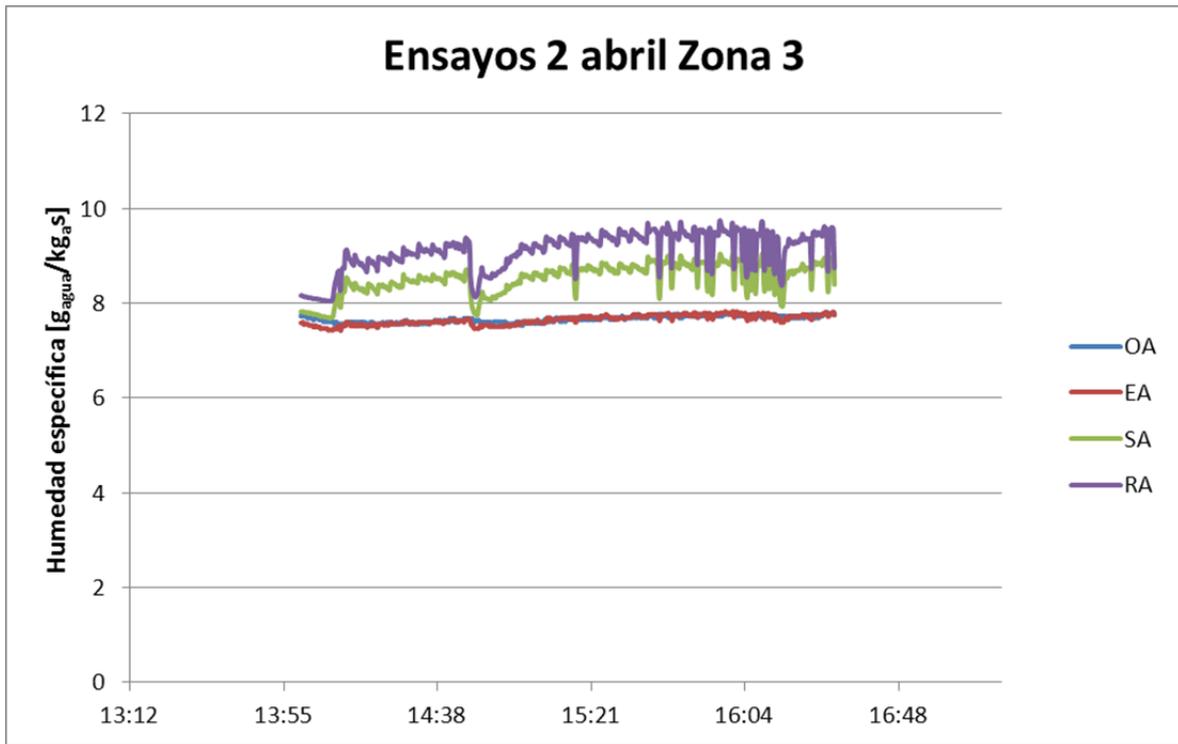


Figura IV.41: Evolución de la humedad específica en la zona 3

El análisis de las eficacias es similar a los analizados anteriormente, con valores elevados de en torno al 80 %.

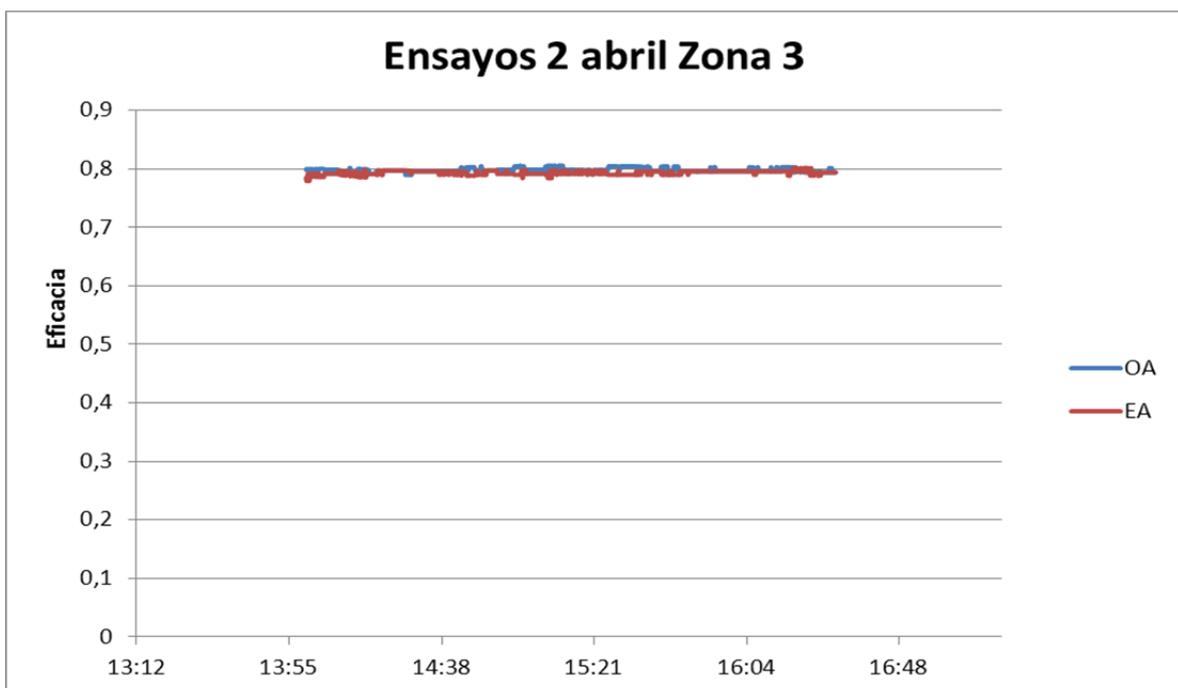


Figura IV.42: Evolución de la eficacia en la zona 3



IV.3.5. ZONA 4

Se toma de zona estable desde las 16:45 H hasta las 18:25 H.

El cambio en esta zona es incrementar la humidificación de la corriente OA, con una potencia en la caldera de humidificación de 2,4 kW

El análisis de los resultados obtenidos para la evolución de la temperatura en las diferentes corrientes es similar al realizado, dado que no se actúa sobre la temperatura del aire de retorno (RA) ni del OA, que opera con las condiciones del aire del laboratorio.

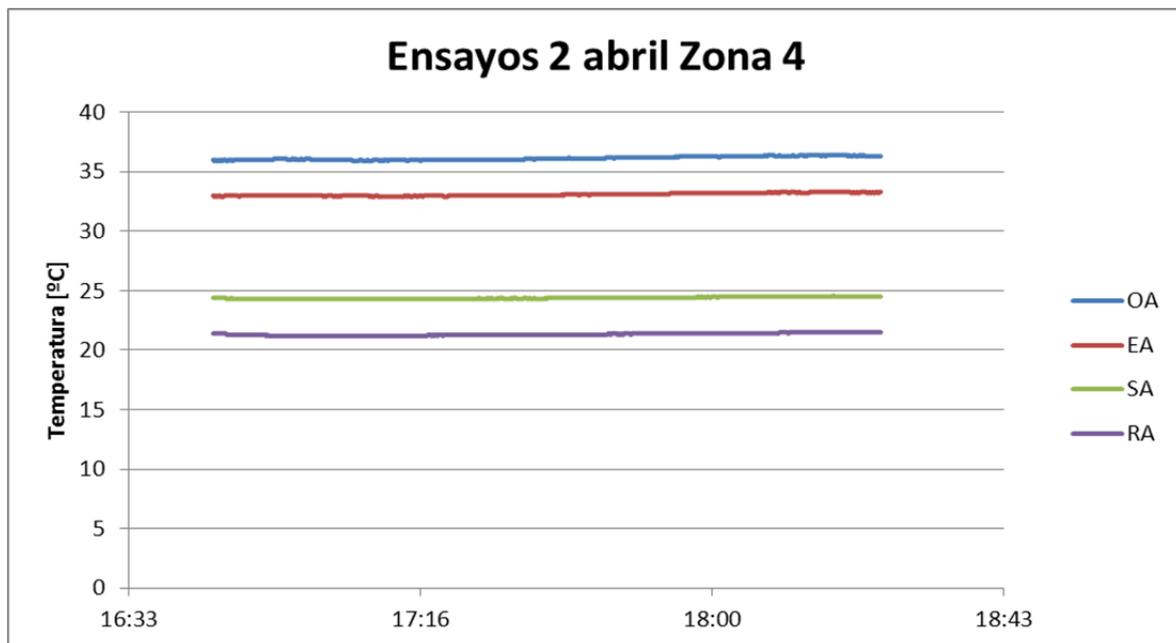


Figura IV.43: Evolución de la temperatura en la zona 4

Se analiza ahora la evolución de humedades específicas. En este caso, aunque la potencia de humidificación proporciona valores de humedad específica más elevados que en el caso de la zona 2, en donde el tiempo que se mantuvo la zona estable fue inferior al de esta zona 4, las conclusiones que se derivan son las mismas que las expuestas para la zona 2. En este caso, el análisis de la contribución de RA sobre la corriente EA es de tan solo el 16 %.

Un incremento en la humedad específica supone incremento en la contribución de la corriente RA en la de EA, cuando se debería mantener. Esto puede ser consecuencia



de lo ya indicado de la precisión de las sondas de humedad, pero aunque las sondas no sean todo lo precisas que sería deseable, el caudal de RA debería ser mucho mayor que los porcentajes obtenidos en el análisis de cualquiera de las zonas estables.

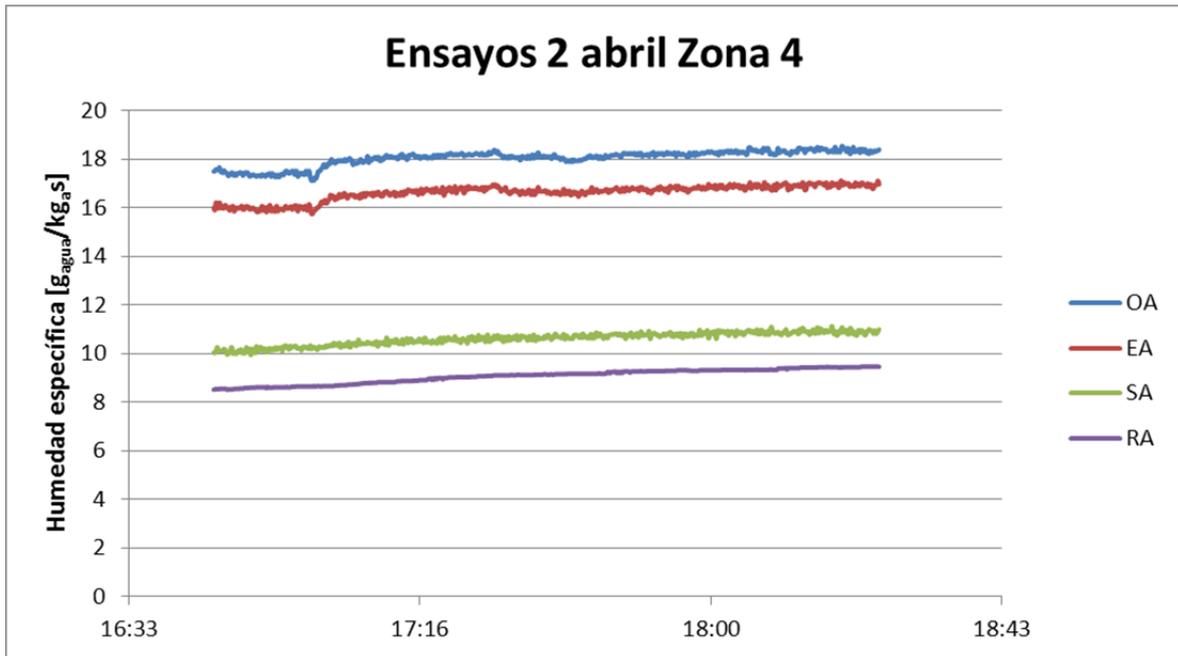


Figura IV.44: Evolución de la humedad específica en la zona 4

Las eficacias, como se muestra a continuación, se mantienen en valores del 80 %.

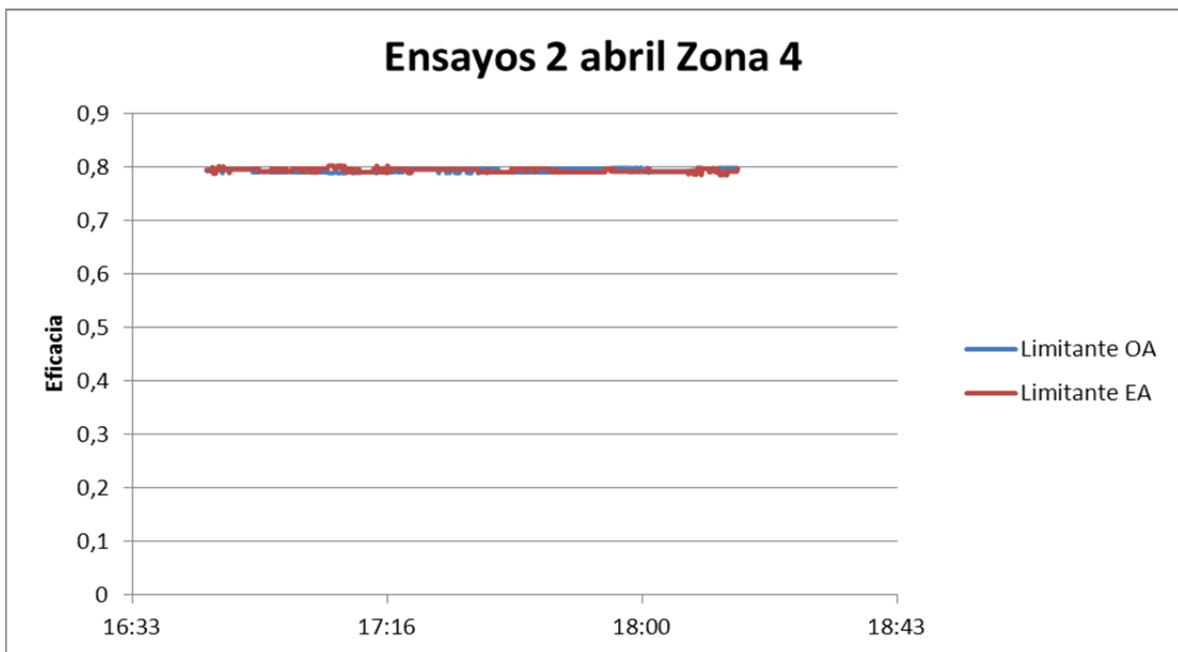


Figura IV.45: Evolución de la eficacia en la zona 4



IV.3.6. ZONA 5

No se alcanza estabilidad en la zona de temperatura.

No se analiza esta zona debido a que no se alcanza un periodo suficientemente largo de zona estable para la temperatura, pero analizando la evolución de las variables medidas, se puede indicar que las conclusiones son similares a las obtenidas en la interpretación de las zonas analizadas anteriormente.



IV.4. DÍA 3 DE EXPERIMENTACIÓN

IV.4.1. EVOLUCIÓN DEL ENSAYO

Se mantiene la configuración del día anterior, con la UTA grande conectada a la corriente RA y la pequeña a la OA. Se arranca la UTA grande con el caudal máximo que permite.

9:30. Comienzo. UTA pequeña (OA) calentamiento 1'5 kW

12:00. UTA pequeña 2kW

14:00. UTA pequeña 0'5 kW

16:40 UTA pequeña 0'5 kW calor, 1'2 kW humedad

18:30. 3kW calentamiento. 2'4kW humedad

20:24. FIN

Se mantiene la configuración del día anterior, con la UTA grande conectada a la corriente RA sin control de las condiciones del aire a la entrada, la pequeña a la OA controlando parámetros de operación con potencias de calentamiento y humidificación. Se arranca la UTA grande con el caudal máximo.

Se mantienen, por tanto también, las lecturas de caudal en las placas orificios, respecto al día 2 de abril:

SA Placa Orificio nº 3 (2 tomas) (Posible error en la medida por la posición)

RA Placa Orificio nº 4 (2 tomas)

EA Placa Orificio nº 7 (1 toma)

OA Placa Orificio nº 6 (2 tomas)

Las pérdidas de carga medidas en las placas orificio, permanecen prácticamente constantes a lo largo del tiempo de los ensayo. Los valores medidos, así como los caudales calculados con esas medidas, se muestran en la siguiente tabla:



Tabla IV.12: Caudales medidos a lo largo del ensayo del día 3

	Medida 1		Medida 2	
	ΔP (Pa)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (Pa)	Caudal (m ³ /h)
SA Placa Orificio n° 3:	87	572	87	575
RA Placa Orificio n° 4:	560	1451	540	1425
EA Placa Orificio n° 7:	181	1024	176	1010
OA Placa Orificio n° 6:	37	469	37	469

En estos ensayos la corriente de aire de retorno tiene un tamaño térmico mucho mayor que la considerada como aire exterior OA. Para poder equilibrar los caudales, aunque no cierra el balance entre los flujos de entrada y salida, aproximadamente por unos 300 m³/h, se observa que una parte del aire recirculado RA pasa a la corriente de aire impulsado, posiblemente por defecto en la operación de la zona de purga.

La figura siguiente muestra la evolución seguida por la temperatura en las cuatro corrientes de aire:

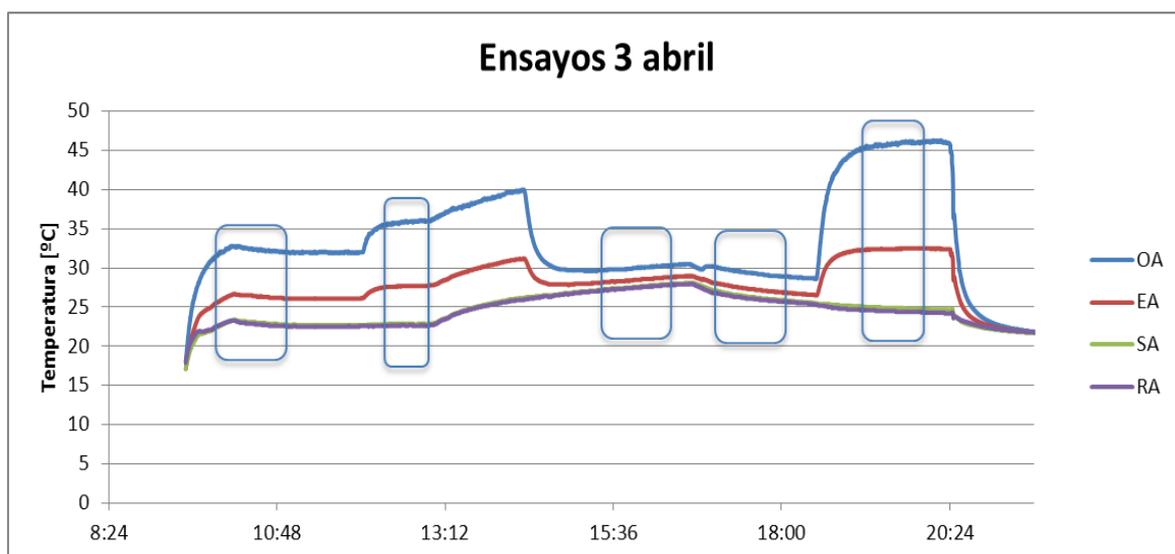


Figura IV.46: Evolución de la temperatura en el tercer día de ensayos



Se observa que la temperatura de RA y SA son prácticamente coincidentes, lo que proporcionará eficacias de recuperación próximas a la unidad cuando se utilice como criterio de corriente limitante la del aire de expulsión, pues considerará que la corriente OA se enfría hasta RA cuando a la salida del aire de impulsión SA.

Evolución de humedades específicas:

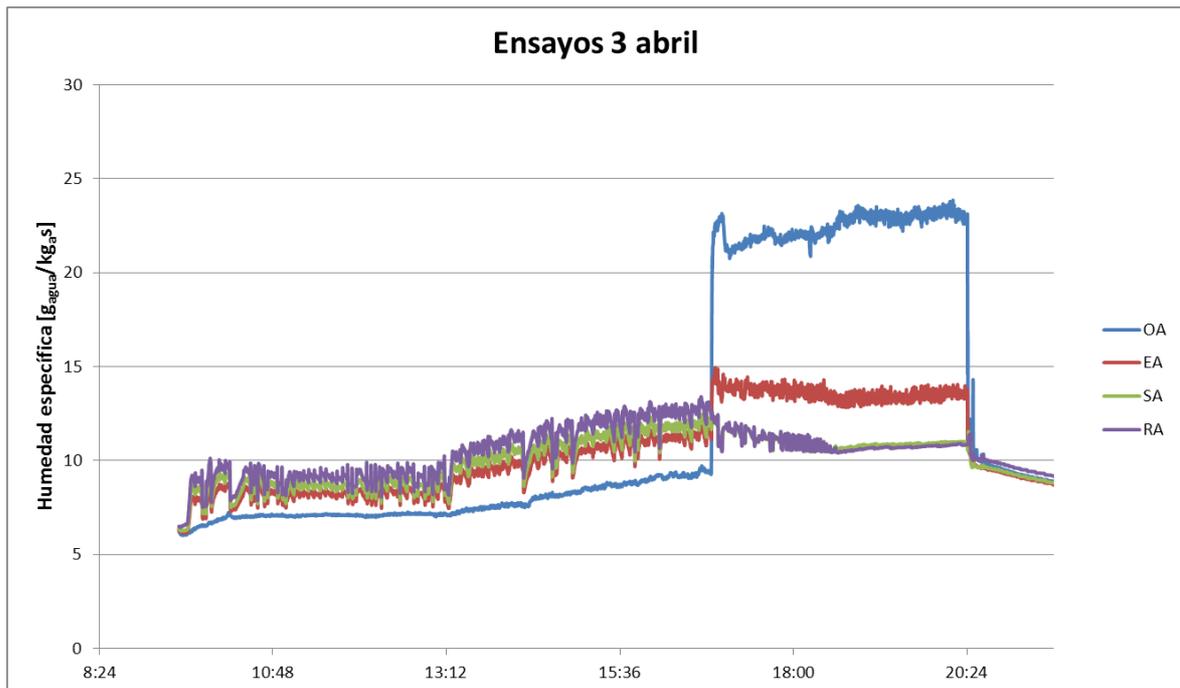


Figura IV.47: Evolución de la humedad específica en el tercer día de ensayos

Como ocurría en los ensayos del 31 de marzo, al hacer que el flujo de una corriente sea muy superior al de la otra, es la corriente que mayor caudal posee la que afecta más sobre las dos corrientes de aire a la salida del recuperador.

Las sondas de RA y SA, cuando se incrementa la humedad, prácticamente coinciden, por lo que se mantiene lo indicado sobre las corrientes de aire impulsado, donde prevalece el aire de la corriente de retorno.



IV.4.2. ZONA 1

Se toma de zona estable desde las 10:00 H hasta las 11:45 H.

La temperatura del aire impulsado SA, tiene prácticamente los mismos valores que los de la corriente RA, lo que proporcionará valores e eficacia de recuperación muy elevados. Se mantiene el by-pass entre corrientes que no deberían estar by-passadas, también cuando se incrementa el tamaño térmico de la corriente de retorno.

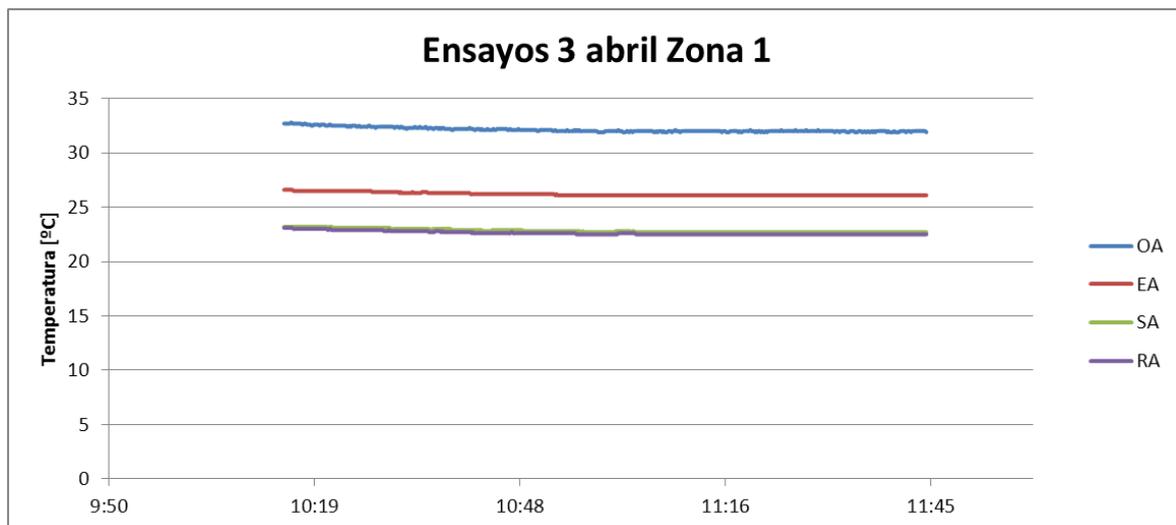


Figura IV.48: Evolución de la temperatura en la zona 1

Como se puede observar en la figura siguiente, nuevamente el análisis de los valores de humedad específica de las corrientes, presenta a la corriente con mayor caudal, como la corriente determinante sobre las condiciones de los flujos de aire EA y SA que salen del recuperador, que salen con humedades específicas que tienen como límites las de las corrientes de RA y OA. La corriente EA se ve más afectada por las condiciones de OA que las de SA, cuando debería ser teóricamente al revés.

El caudal de aire de retorno presente en la de expulsión, utilizando como criterio el balance de masa con los contenidos de humedad específica de las corrientes OA y RA, es de prácticamente el 70 %.

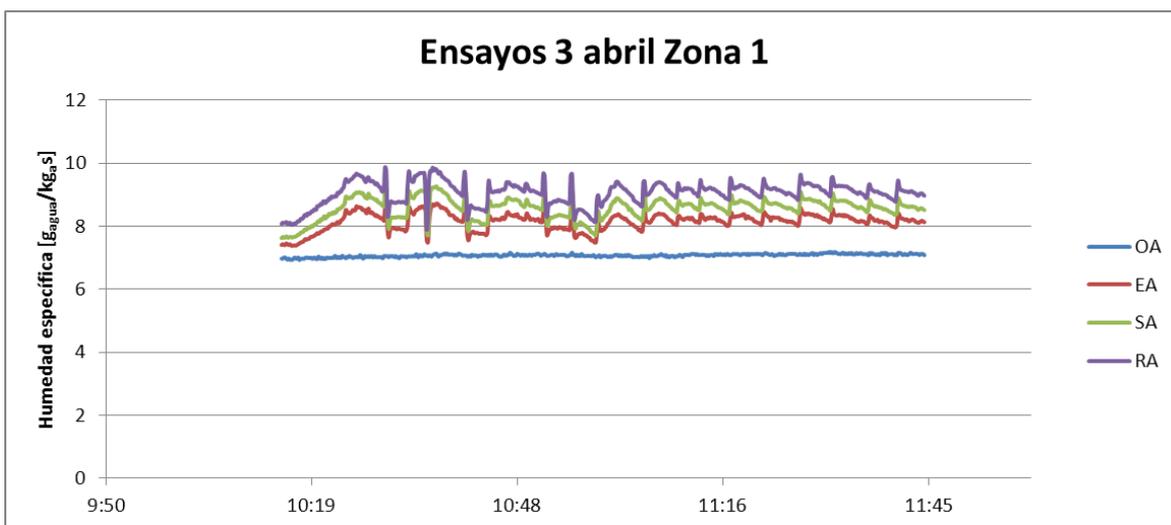


Figura IV.49: Evolución de la humedad específica en la zona 1

Los valores de eficacia. Utilizando como criterio el tamaño térmico de la corriente OA es muy elevado, prácticamente de 1, pero puede ser que parte de este resultado, en vez de deberse al intercambio de calor, se deba a una mezcla no conveniente de las corrientes de aire que intervienen en el intercambio de energía. Este sería el criterio que se debe utilizar, dado que la eficacia se debe definir utilizando como referencia los saltos térmicos de la corriente limitante con menor tamaño térmico. El otro valor de la eficacia, permanece también muy constante y se sitúa en torno al 37%.

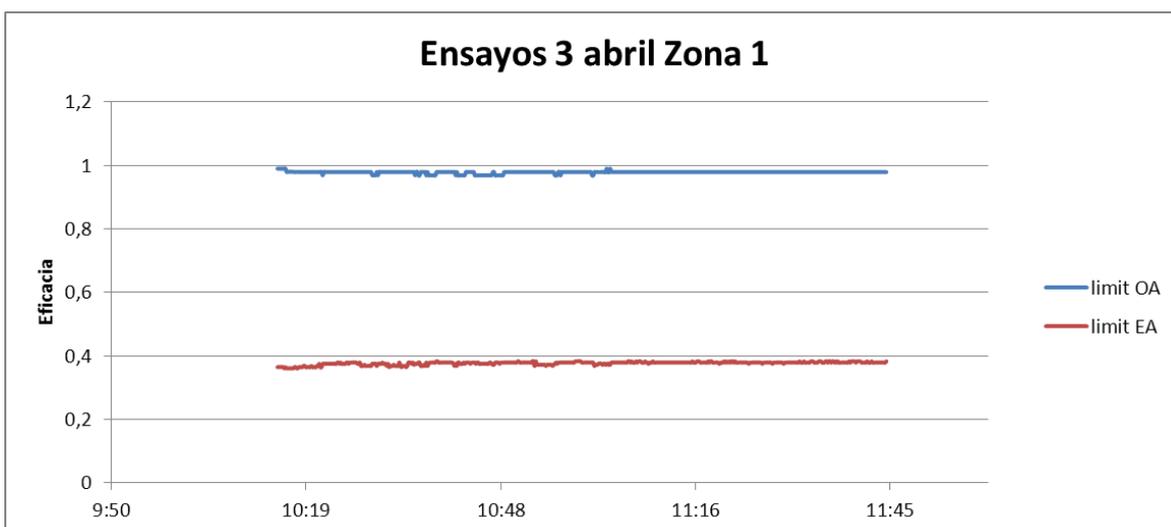


Figura IV.50: Evolución de la eficacia en la zona 1



IV.4.3. ZONA 2

Se toma de zona estable desde las 12:15 H hasta las 12:50 H.

En la UTA pequeña que suministra la corriente OA se incrementa el valor de la temperatura, modificando la potencia de calentamiento a 2 kW.

Los resultados obtenidos deben ser similares a los analizados en la zona 1, ya que el único cambio con respecto a dicha zona, ha sido un aumento de 0'5 kW en la potencia de calentamiento aportada a la corriente de aire exterior.

Se comienza mostrando la evolución de temperaturas y de humedades específicas:

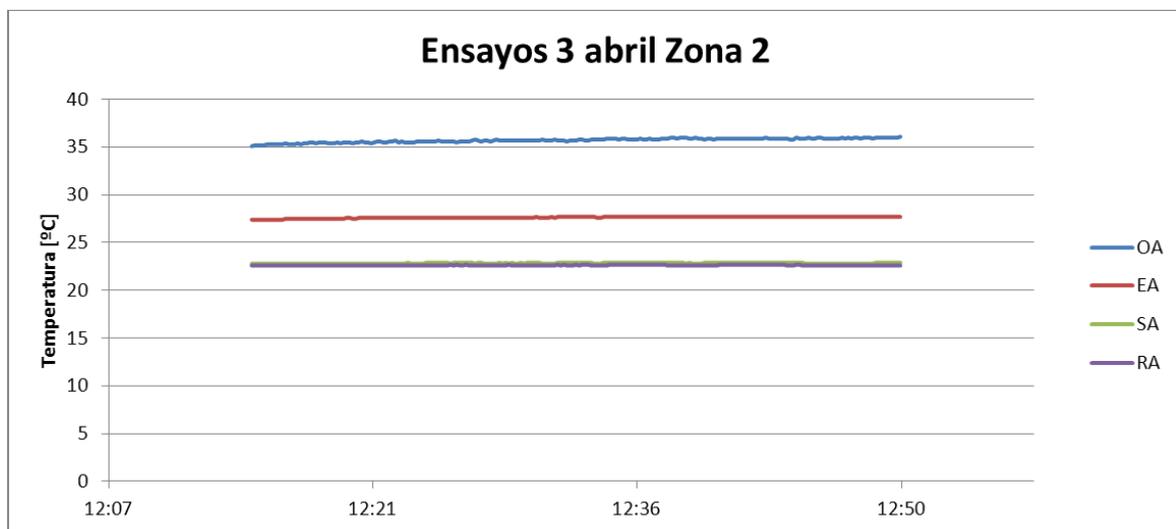


Figura IV.51: Evolución de la temperatura en la zona 2

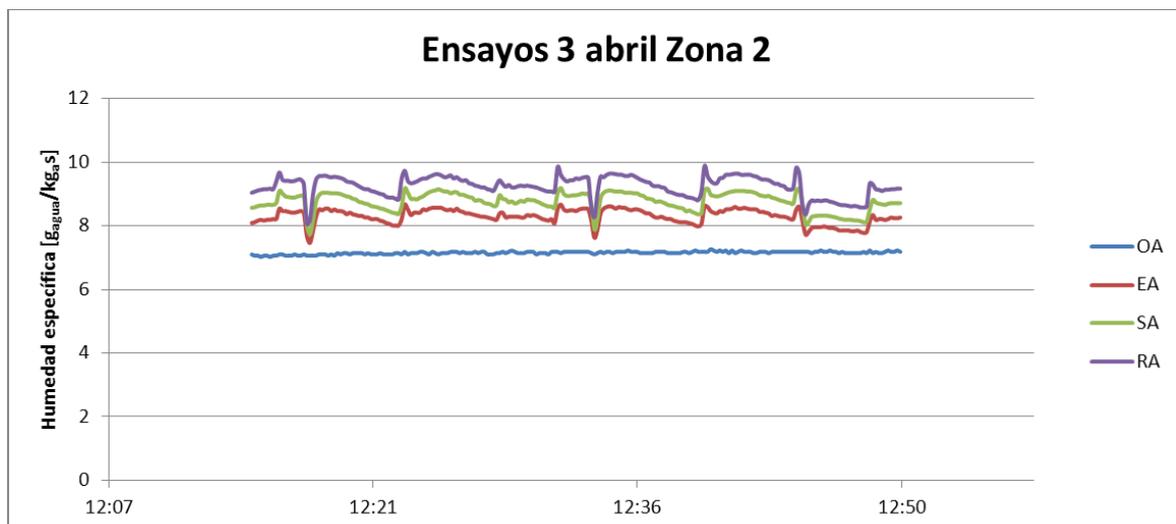


Figura IV.52: Evolución de la humedad específica en la zona 2



El valor calculado del cociente de caudales RA/EA en esta zona es del 68,7 %.

En cuanto a las eficacias, se observa que los resultados derivados de este análisis son de nuevo muy similares a los obtenidos en la zona 1.

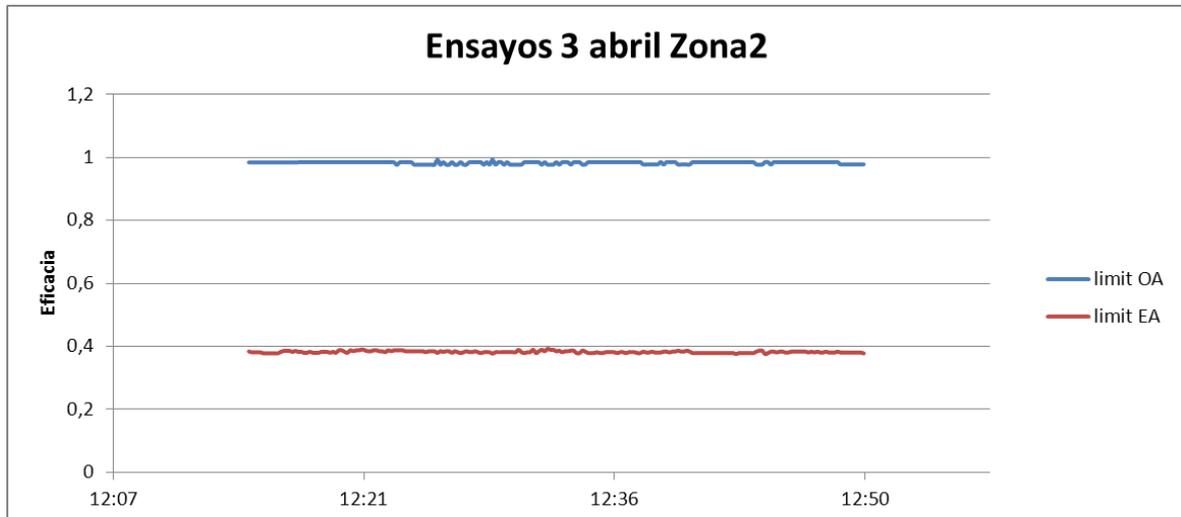


Figura IV.53: Evolución de la eficacia en la zona 2



IV.4.4. ZONA 3

Se toma de zona estable desde las 14:45 H hasta las 16:30 H.

En la UTA pequeña que suministra la corriente OA se incrementa el valor de la temperatura, modificando la potencia de calentamiento a 2 kW.

Los resultados obtenidos deben ser similares a los analizados en la zona 1.

Los resultados obtenidos de la evolución de temperaturas, a pesar de que se modificó el nivel térmico de la corriente OA, modificando la potencia de calentamiento desde 2 kW a 0,5 kW, son los mismos que para la zona 2. Se muestran los mencionados resultados en la figura siguiente.

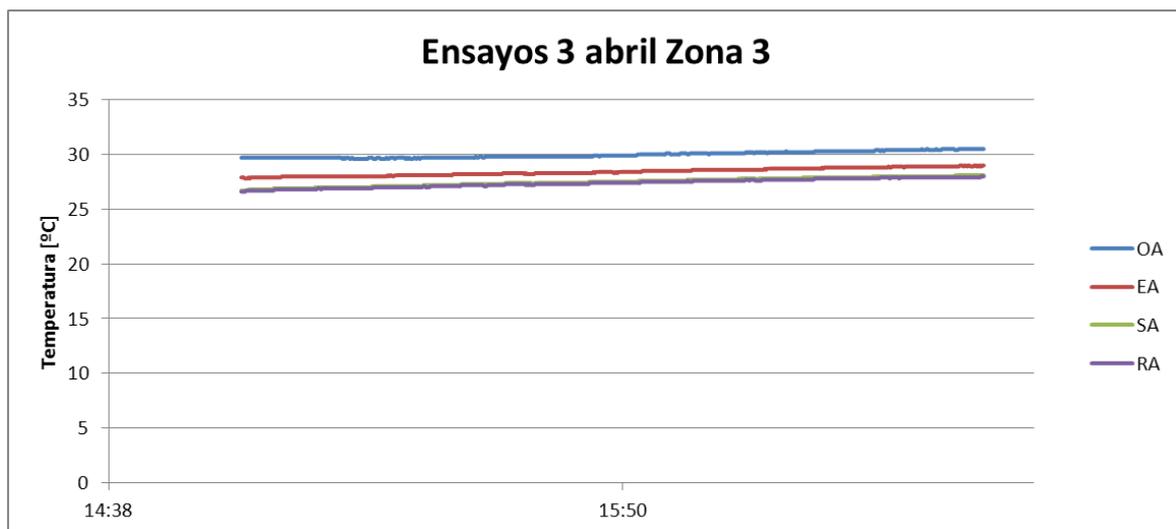


Figura IV.54: Evolución de la temperatura en la zona 3

El análisis de la humedad específica es el mismo que para la zona 2, dado que se mantienen los niveles de humedad ensayados. Realizando un balance de masa a la humedad específica se puede calcular que la corriente EA está formada por 68,5 % de RA y 31,5 de OA, de manera muy similar a lo que se obtuvo para las humedades específicas de las zonas 1 y 2.



La evolución de la humedad específica para la zona 3 puede verse representada en la figura.

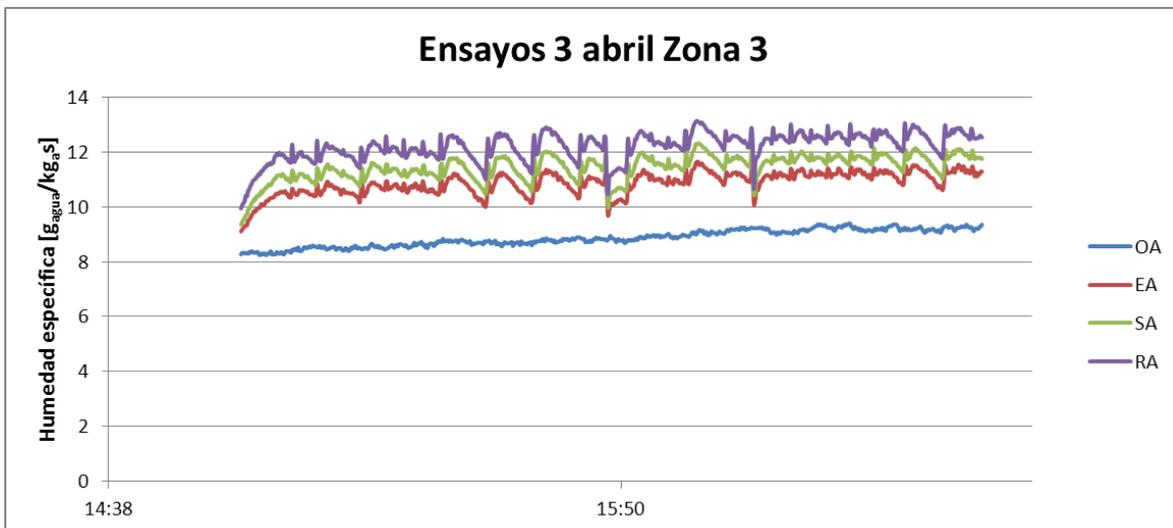


Figura IV.55: Evolución de la humedad específica en la zona 3

Finalmente, se analiza la eficacia. Los valores de las eficacias se mantienen próximo a la unidad (valor medio 0,98) cuando la corriente limitante es OA y próximos al 40 % (del 37,5 %) cuando es la corriente de mayor tamaño térmico EA, muy similares a los obtenidos en las zonas 1 y 2 analizadas previamente. Se puede observar en la figura siguiente.

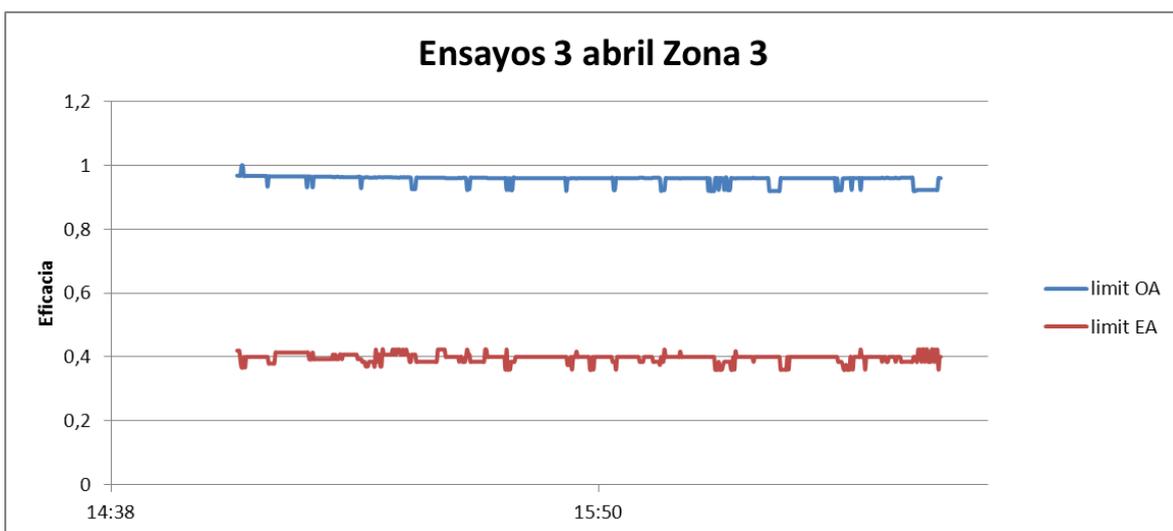


Figura IV.56: Evolución de la eficacia en la zona 3



IV.4.5. ZONA 4

Se toma de zona estable desde las 16:55 H hasta las 18:15 H.

En esta zona se mantiene el calentamiento de OA con 0,5 kW, pero se humidifica con 1,2 kW en la caldera de generación de vapor.

Al igual que en las zonas previas, el valor de las temperatura de RA y SA prácticamente coinciden, lo que proporcionará valores de la eficacia elevados, como se verá después.

Pueden verse las mencionadas temperaturas en la figura siguiente.

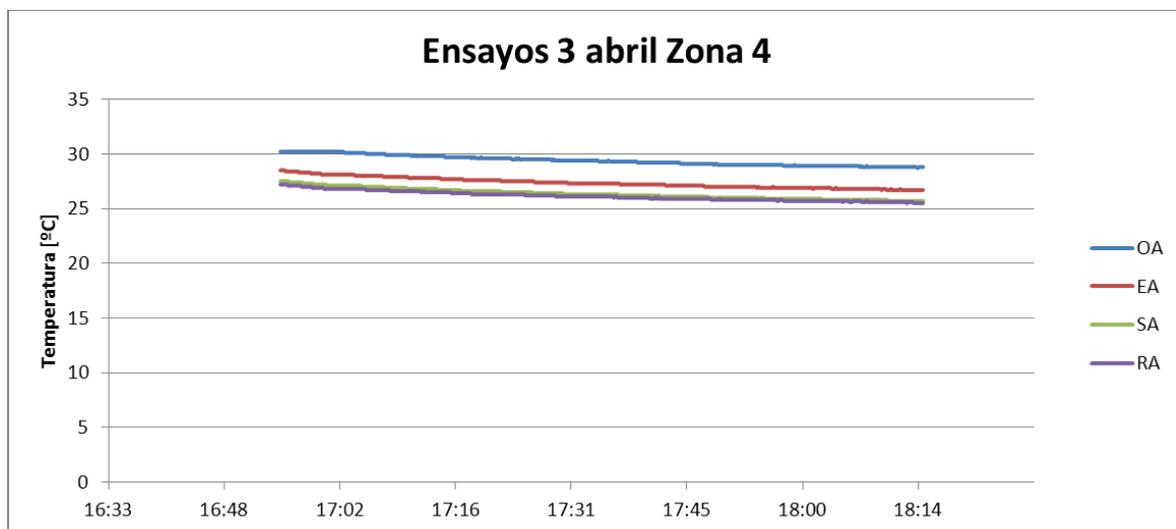


Figura IV.57: Evolución de la temperatura en la zona 4

Al modificar el contenido de humedad específica incrementando la de la corriente OA, la humedad de SA y de RA coinciden, por lo que parece que bajaría la fracción de aire de OA presente en la corriente de SA, viéndose afectado solo el flujo de EA, pero que mantiene una proporción similar a las obtenidas en el análisis de las anteriores zonas del 73,9 % del aire procedente de RA.

Puede verse dicha evolución de la humedad específica de las corrientes de aire en la figura IV.58.

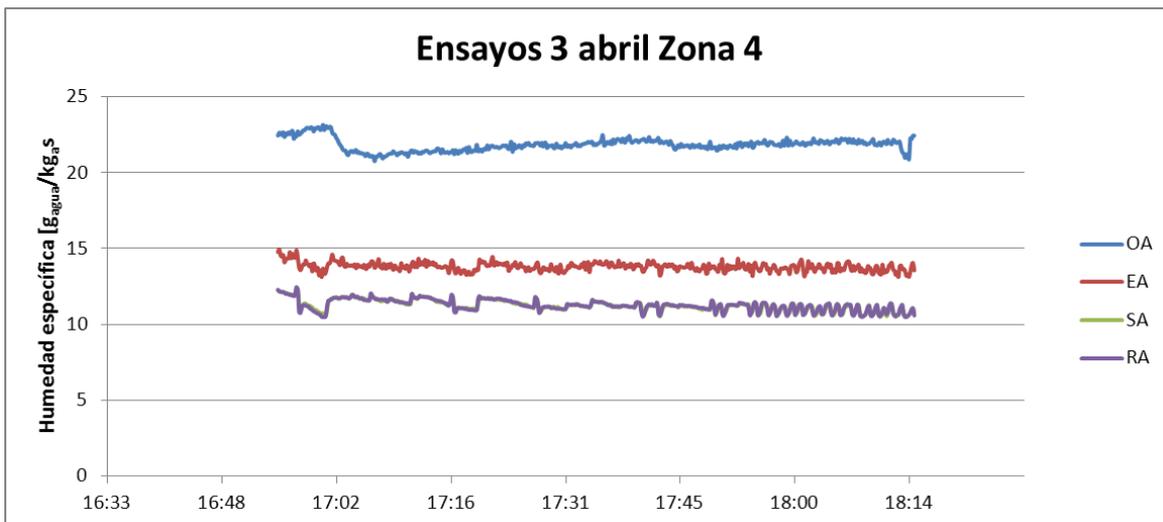


Figura IV.58: Evolución de la humedad específica en la zona 4

Se mantiene el funcionamiento incorrecto del recuperador, dado que la corriente SA es prácticamente la procedente de RA. Aunque el error cometido en la medida de la humedad relativa afecte en la interpretación de las medidas experimentales, la coincidencia de los valores de SA y RA, aunque varíe la humedad específica de la corriente OA (ver parte inicial), permite asegurar que el aire SA es principalmente el de la corriente RA.

El análisis de los valores de la eficacia es similar al realizado para las anteriores zonas, manteniéndose los valores muy elevados cuando se utiliza OA como corriente limitante.

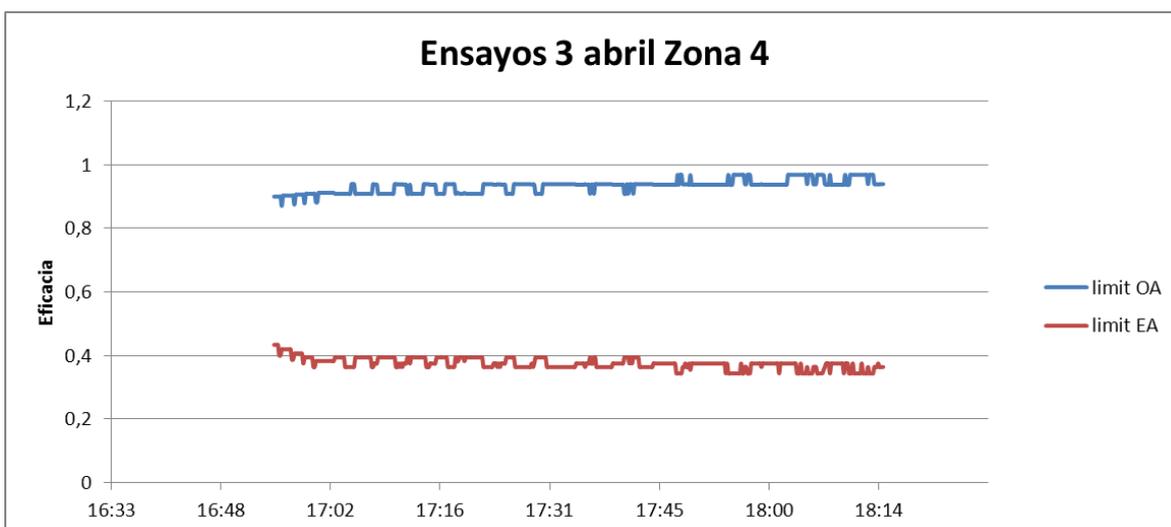


Figura IV.59: Evolución de la eficacia en la zona 4



IV.4.6. ZONA 5

Se toma de zona estable desde las 18:50 H hasta las 20:00 H.

Se incrementa a 3 kW el calentamiento y a 2,4 kW la humidificación de la corriente de aire OA con el fin de modificar las condiciones del aire OA que es la corriente de menor flujo y por tanto la limitante.

En las gráficas siguientes se muestra que, a pesar de que se han modificado mucho las condiciones de la corriente limitante OA, proporciona resultados similares a los obtenidos para la zona 4, donde SA coincide con las condiciones de RA, manteniendo el mal funcionamiento del recuperador por el by-pass de las corrientes de aire hacia las corrientes donde no deberían estar presentes, consecuencia de los tiempos de residencia y giro del recuperador, de la mala operación de la purga, caudales bajos de operación, posibilidad de giro en sentido contrario al de las agujas el reloj, etc. Todos estos parámetros deben ser muy controlados en el modo de operación real, para evitar los defectos observados durante el análisis experimental realizado durante el presente trabajo fin de grado.

La evolución de temperaturas y humedades específicas de las corrientes se muestran en las dos figuras siguientes.

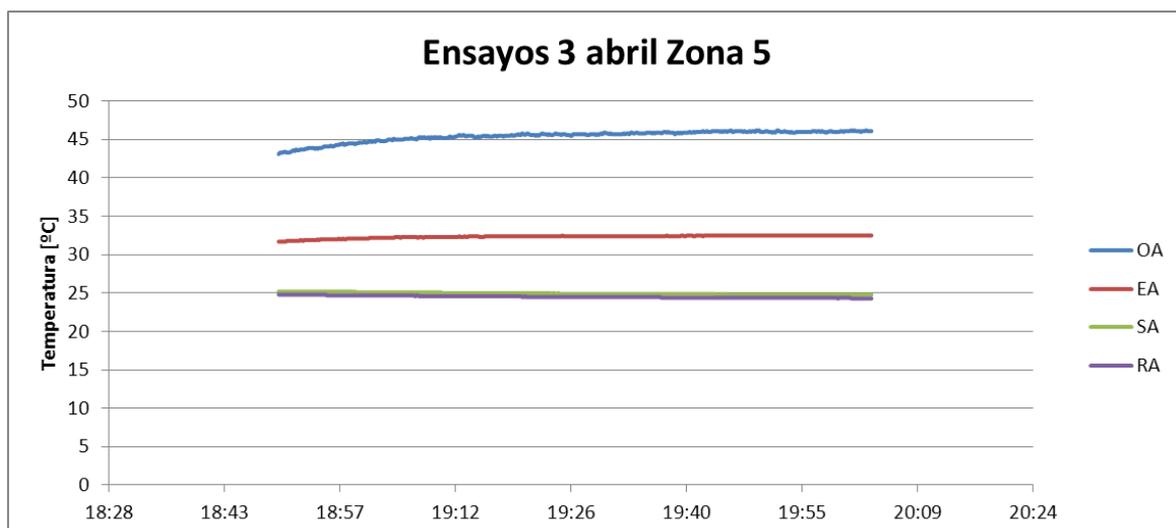


Figura IV.60: Evolución de la temperatura en la zona 5

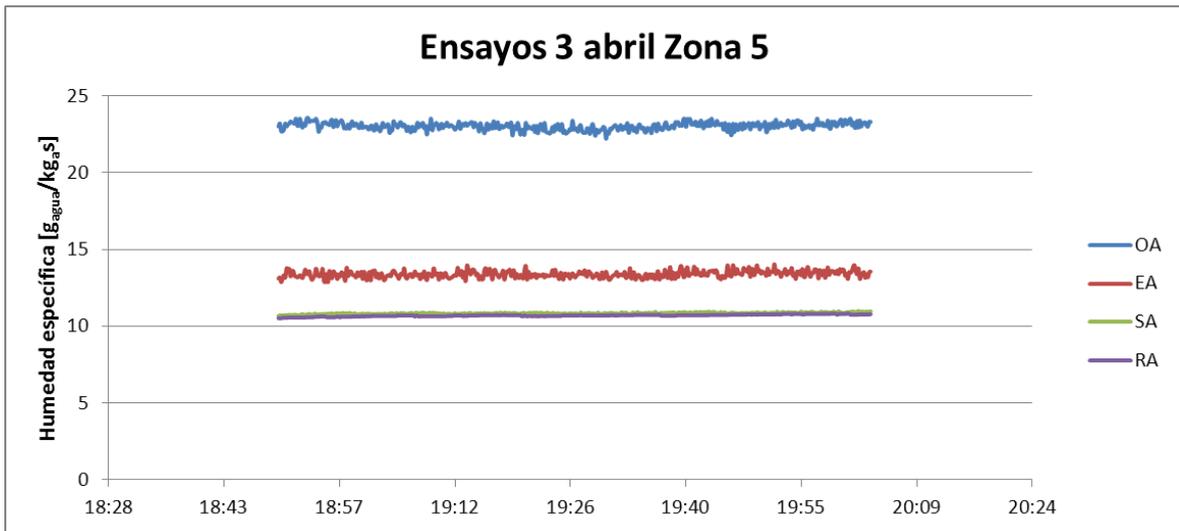


Figura IV.61: Evolución de la humedad específica en la zona 5

Como se puede apreciar en la figura a continuación, los valores de la eficacia se mantienen elevados, pero no se puede precisar si la temperatura resultante es consecuencia del intercambio térmico en el recuperador regenerativo o del by-pass no deseado de las corrientes de aire.

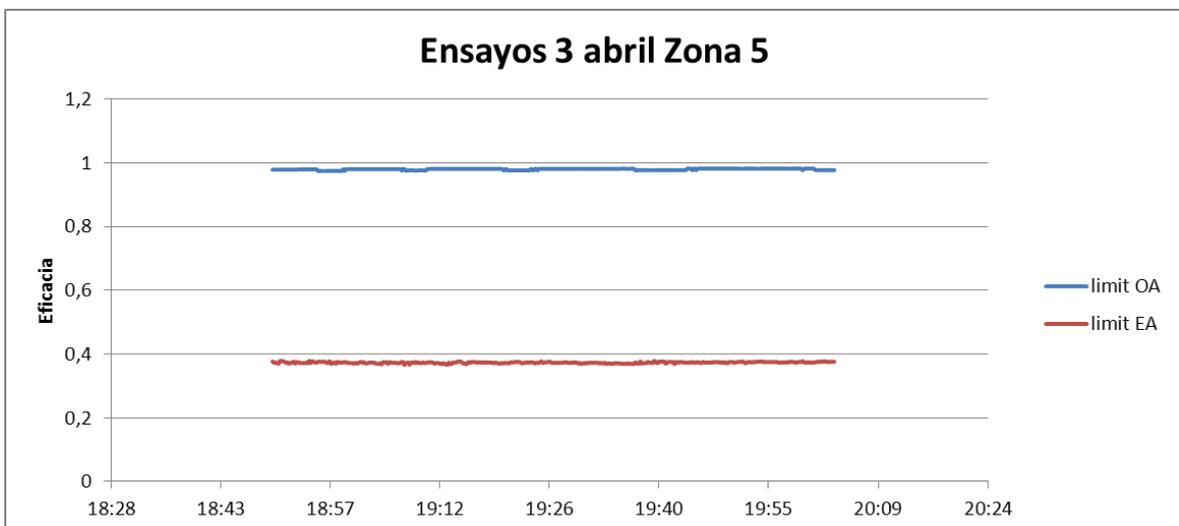


Figura IV.62: Evolución de la eficacia en la zona 5



IV.5. DÍA 4 DE EXPERIMENTACIÓN

IV.5.1. EVOLUCIÓN DEL ENSAYO

Para este día de experimentación, se gira el recuperador de nuevo, volviendo así a la configuración original. De esta forma, se impulsa desde la UTA grande la corriente de aire OA y se controlan las condiciones de entrada del aire. Al mismo tiempo con la UTA pequeña se aporta el aire de la corriente RA que se mantiene solamente encendida sin controlar las condiciones de esta corriente.

Se analizarán en los próximos epígrafes tres zonas de temperatura estable, que se corresponden con las siguientes condiciones de funcionamiento:

9:20. UTA grande (OA) 30°C, 60% HR, caudal máximo

13:10. UTA grande 10°C, sin humedad. Arranca unidad exterior

16:45. Baja OA a 2°C

19:05. Final

Por haber girado el recuperador y haber cambiado así la configuración del equipo, se vuelven a las mismas lecturas de caudal en las placas orificios que las correspondientes al día 31 de marzo:

SA Placa Orificio nº 7 (2 tomas)

RA Placa Orificio nº 6 (2 tomas)

EA Placa Orificio nº 3 (1 toma) (Posible error en la medida por la posición)

OA Placa Orificio nº 4 (2 tomas)

Las pérdidas de carga medidas en las placas orificio, permanecen prácticamente constantes a lo largo del tiempo de los ensayo. Los valores medidos a lo largo del ensayo, así como los caudales calculados a partir de dichas mediciones, se muestran en la siguiente tabla:



Tabla IV.13: Caudales medidos a lo largo del ensayo del día 4

	Medida 1		Medida 2		Medida 3		Medida 4		Medida 5	
	ΔP (Pa)	Caudal m ³ /h	ΔP (Pa)	Caudal m ³ /h	ΔP (Pa)	Caudal m ³ /h	ΔP (Pa)	Caudal m ³ /h	ΔP (Pa)	Caudal m ³ /h
SA PO7	205	1090	203	1085	200	1077	194	1060	191	1052
RA PO6	40	488	38	476	41	494	41	494	43	506
EA PO3	97	604	96	601	94	594	93	591	92	588
OA PO4	594	1494	577	1473	578	1474	559	1450	546	1433

Se observa que los caudales de las corrientes de entrada, como en anteriores ensayos, son superiores a las de salida, con una diferencia de unos 290 m³/h, similares a los valores obtenidos el día 31 de marzo.

El incremento de caudal OA, fuerza a que SA sea preferentemente caudal OA.

La figura siguiente muestra la evolución seguida por la temperatura en las cuatro corrientes de aire:

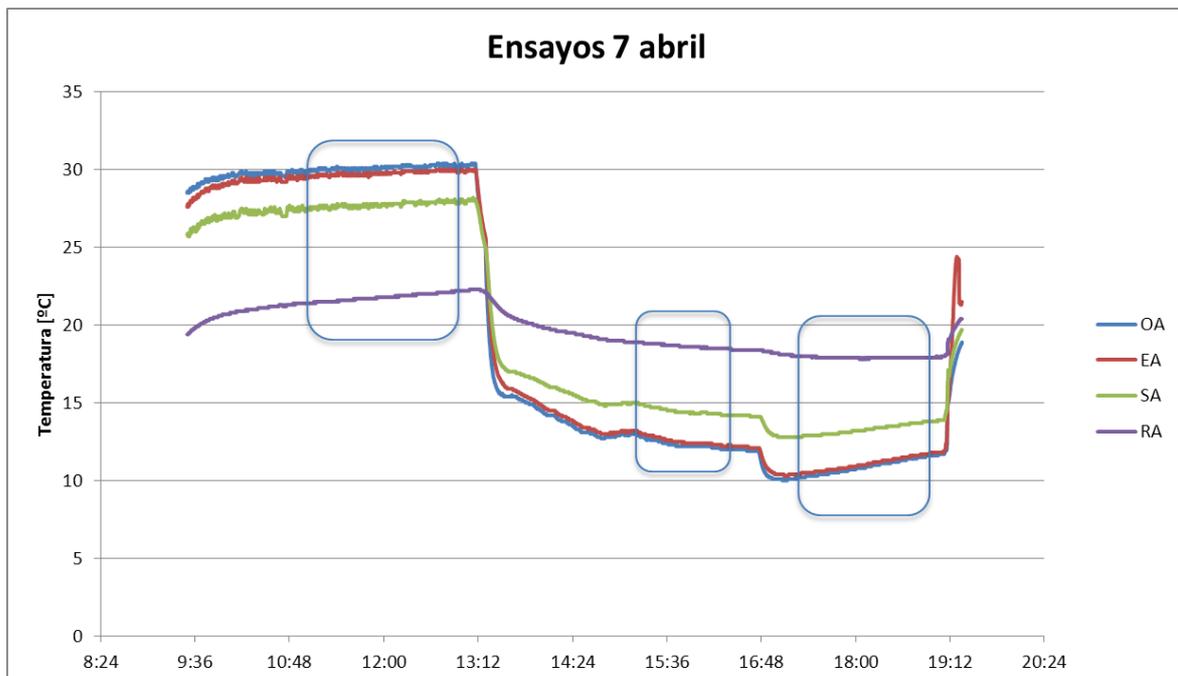


Figura IV.64: Evolución de la humedad específica en el cuarto día de ensayos



La evolución de la corriente RA se debe a que la UTA pequeña impulsa el aire en las condiciones del laboratorio. Al introducir aire frío desde la UTA grande, baja la temperatura del laboratorio, lo que se refleja en la evolución de este parámetro.

La temperatura de la corriente EA, coincide con la de OA en todas las zonas, por lo que se obtendrán eficacias muy elevadas, cuando se utilice el salto térmico de la corriente limitante (EA).

En cuanto a las humedades específicas, la figura siguiente representa su evolución a lo largo de todo el día de ensayo.

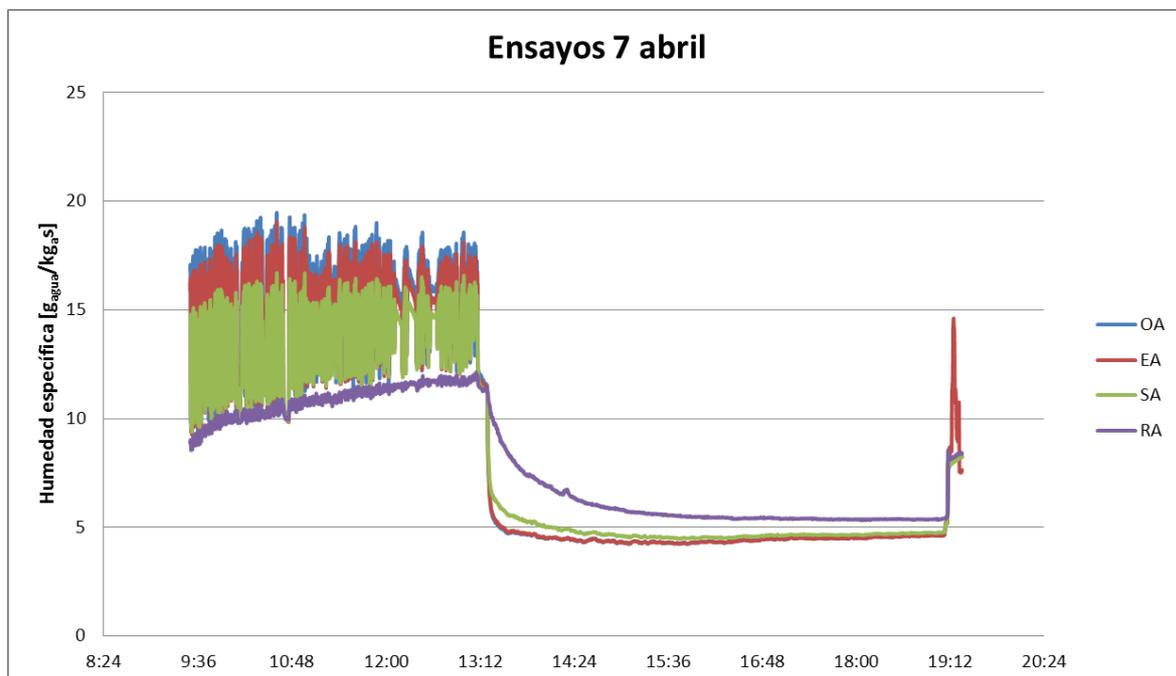


Figura IV.65: Evolución de la humedad específica en el cuarto día de ensayos

Cuando se pretende controlar la humedad específica desde la UTA grande, que debería mantenerse en un entorno del 5 %, se observa que el control del equipo de humidificación provoca unas fluctuaciones muy grandes, que se traduce en que en esa zona no se adquiere un valor estable de humedad específica. El margen máximo programado de fluctuación en el humidificador es del 5 %, pero provoca diferencias de humedad específica de 6 $\text{g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{as}}$.

Cuando solo se controla la temperatura, sin control de la humedad, se observa que la corriente EA coincide en Humedad específica con la de la corriente de mayor flujo OA.



IV.5.2. ZONA 1

Se toma de zona estable desde las 11:00 H hasta las 13:00 H.

Esta zona corresponde a una temperatura de 30°C y humedad relativa del 60 % de la corriente OA, mientras que la corriente RA retorna en las condiciones del laboratorio.

Primeramente, se analiza la evolución de las temperaturas, que puede verse en la figura a continuación:

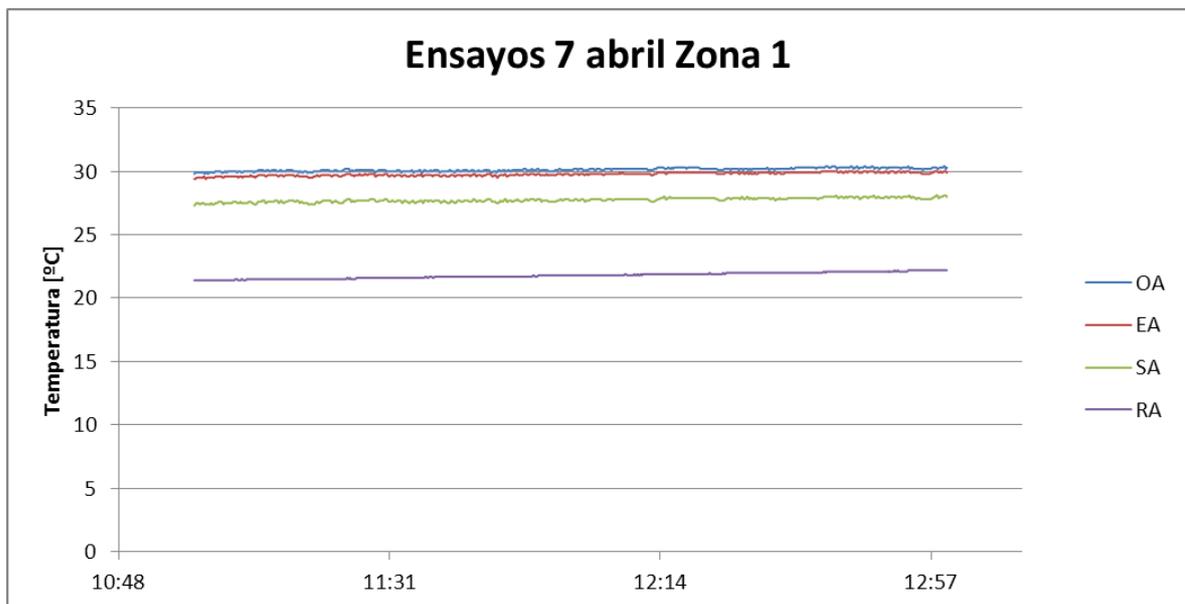


Figura IV.66: Evolución de la temperatura en la zona 1

Prácticamente la corriente de expulsión EA coincide con las condiciones del aire de ventilación, by-passando nuevamente demasiada fracción del aire de ventilación hacia la zona de expulsión, en vez de ser impulsado al local. La eficacia de recuperación elevada, puede ser consecuencia del by-pass de OA hacia EA y no del intercambio térmico en el recuperador.

La humedad específica para las corrientes OA, EA y RA, varían mucho, consecuencia del control de la UTA grande que acondiciona la corriente OA, pero se observa que la evolución en las tres corrientes en paralela, luego la corriente que mayor porcentaje aporta a las de salida es la de ventilación OA que posee mayor flujo de aire. Se puede ver en la figura a continuación.

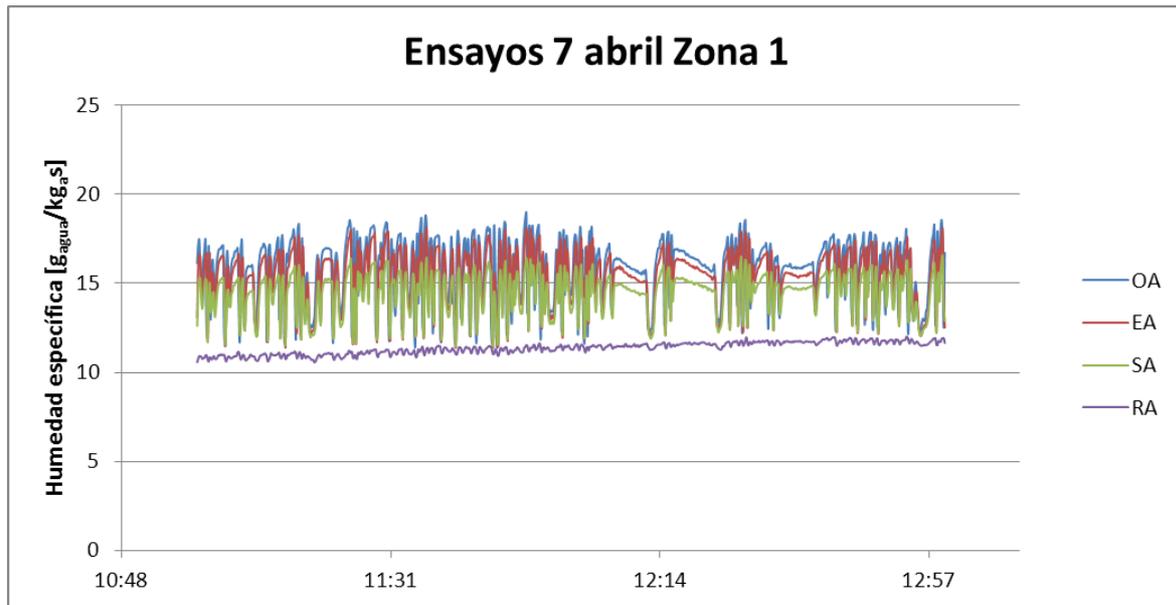


Figura IV.67: Evolución de la humedad específica en la zona 1

En este caso, si se observan las zonas donde no aparece elevada fluctuación se ve que las humedades específicas no coinciden, teniendo más contribución la corriente OA sobre la corriente EA (valores más próximos) que sobre la corriente SA, que se aproxima nuevamente más a las condiciones del aire RA, por lo que se puede nuevamente asegurar el inadecuado funcionamiento del recuperador.

El caudal de EA que aporta la corriente RA no se puede medir, debido a la elevada fluctuación de la humedad específica, lo que proporciona valores incoherentes al realizar el balance de masa.

Se finaliza el análisis de esta zona de temperatura estable, con el cálculo de la eficacia, tanto para el criterio que considera la corriente de aire exterior OA como limitante, como para el criterio según el cual la corriente limitante es la de expulsión EA. Los resultados obtenidos se muestran en la figura siguiente.

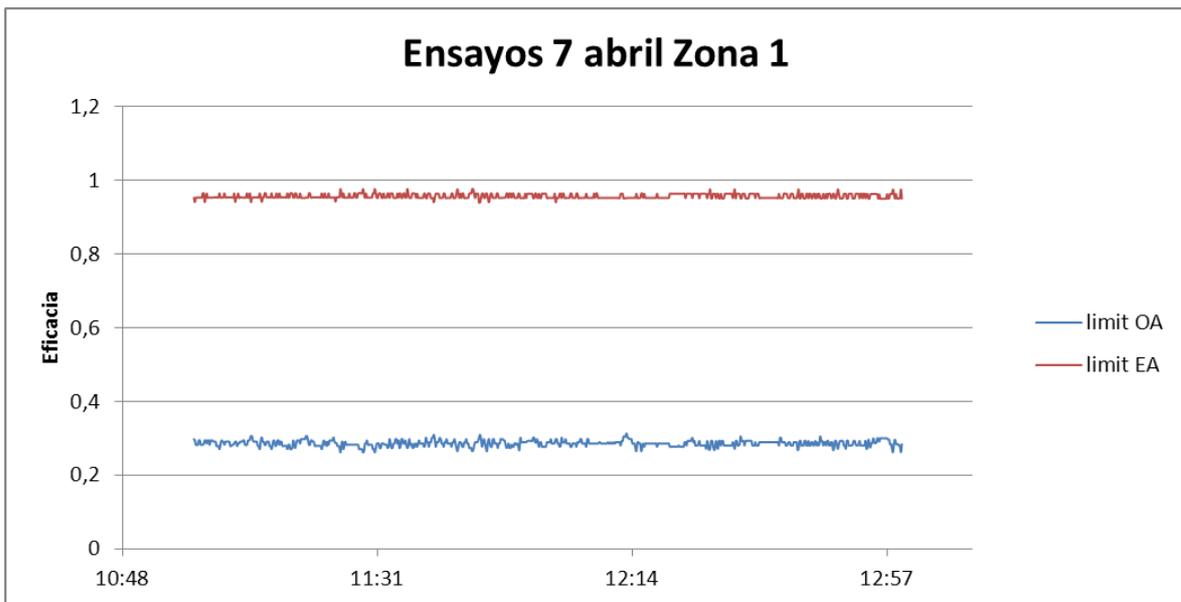


Figura IV.68: Evolución de la eficacia en la zona 1

Como era previsible con los valores de temperatura tan próximos entre las corrientes EA y OA, los valores de eficacia considerando la corriente limitante la de expulsión EA es muy elevada, alcanzando valores próximos a la unidad (95,7 %). El valor de la eficacia cuando se considera la corriente de ventilación OA, la eficacia es del 28,6 %.



IV.5.3. ZONA 2

Se toma de zona estable desde las 15:00 H hasta las 16:30 H.

En esta zona se deja de controlar la humedad relativa de OA y se establece como temperatura de consigna 10°C. La temperatura del laboratorio desciende ligeramente y por tanto la de la corriente RA.

Evolución de temperaturas:

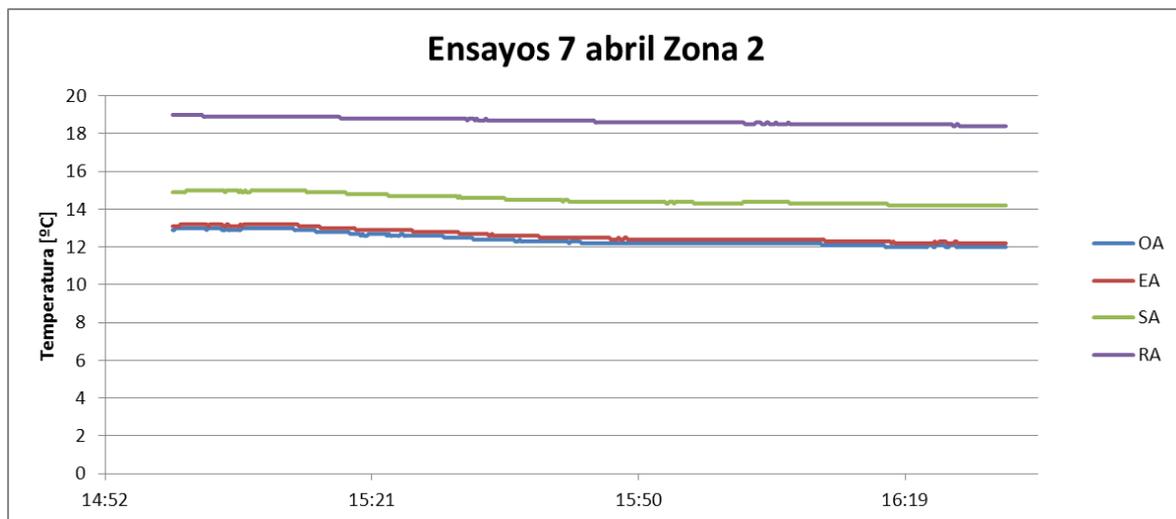


Figura IV.69: Evolución de la temperatura en la zona 2

Como en la zona 1, a pesar de que la temperatura de OA es ahora muy inferior, coincide prácticamente con la de EA, encontrándose la de SA entre la de RA y OA. Por tanto se mantiene lo indicado para la zona 1. La temperatura de entrada de OA es de unos 13 C, luego se produce un calentamiento en la distribución o estratificación en el plénum de distribución.

En esta zona la humedad específica se mantiene en valores estables para todas las corrientes. Nuevamente se observa la coincidencia de los valores de humedad específica de las corrientes OA y EA. En este caso el aporte de la corriente RA sobre la de EA a partir del balance de masa proporciona valores de solamente el 1 %, por lo que el caudal de RA saldrá prácticamente de nuevo en la impulsión.

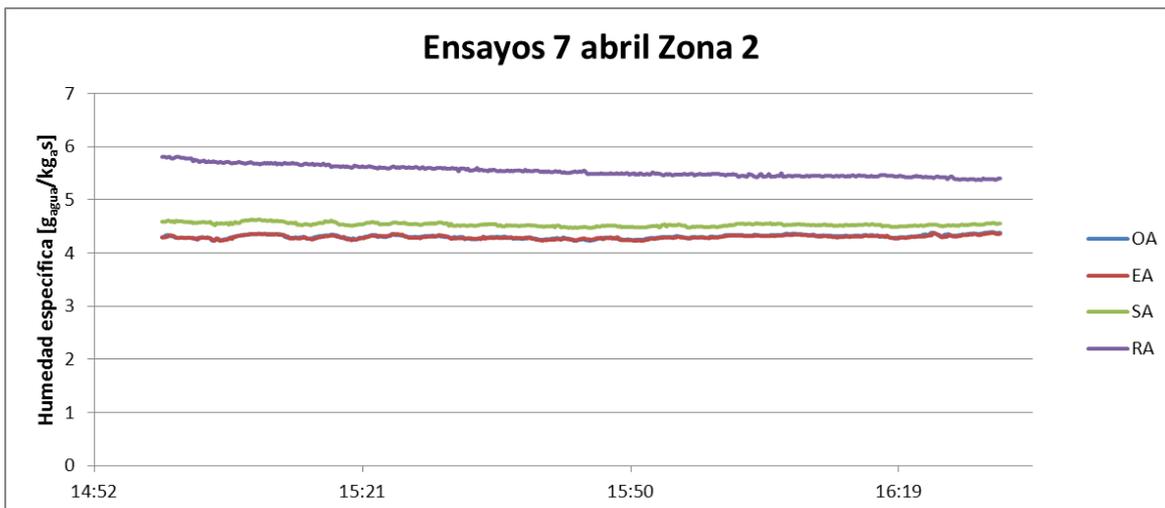


Figura IV.70: Evolución de la humedad específica en la zona 2

Si se analiza con el error del 5 % a mayores para la corriente de EA y 5 % menor en la corriente RA la humedad relativa, proporciona valores del 98 % para el ratio RA/EA, por lo que la precisión de las sondas de lectura nuevamente se vuelve crítico y se considera más adecuado realizar análisis utilizando las evoluciones cuando se producen modificaciones en la humedad específica de la corriente predominante.

Los valores de las eficacias, como se puede ver en la figura siguiente, son similares a los de la zona 1.

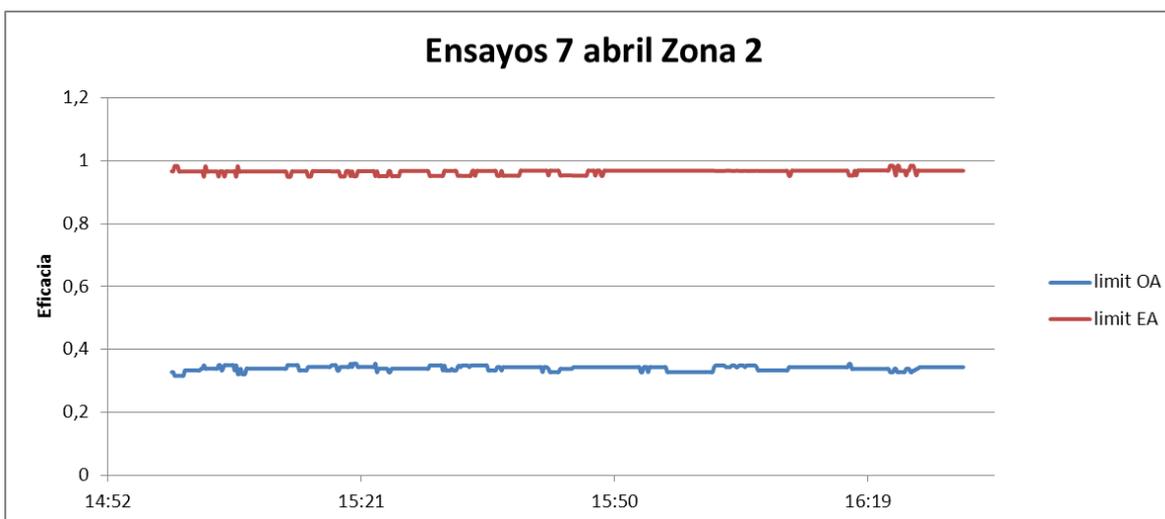


Figura IV.71: Evolución de la eficacia en la zona 2



IV.5.4. ZONA 3

Se toma de zona estable desde las 17:00 H hasta las 19:00 H.

La modificación consiste en poner la temperatura de consigna del OA a 2°C, en lugar de los 10°C de la zona anterior.

Se muestra primeramente la evolución de las temperaturas de las corrientes de aire:

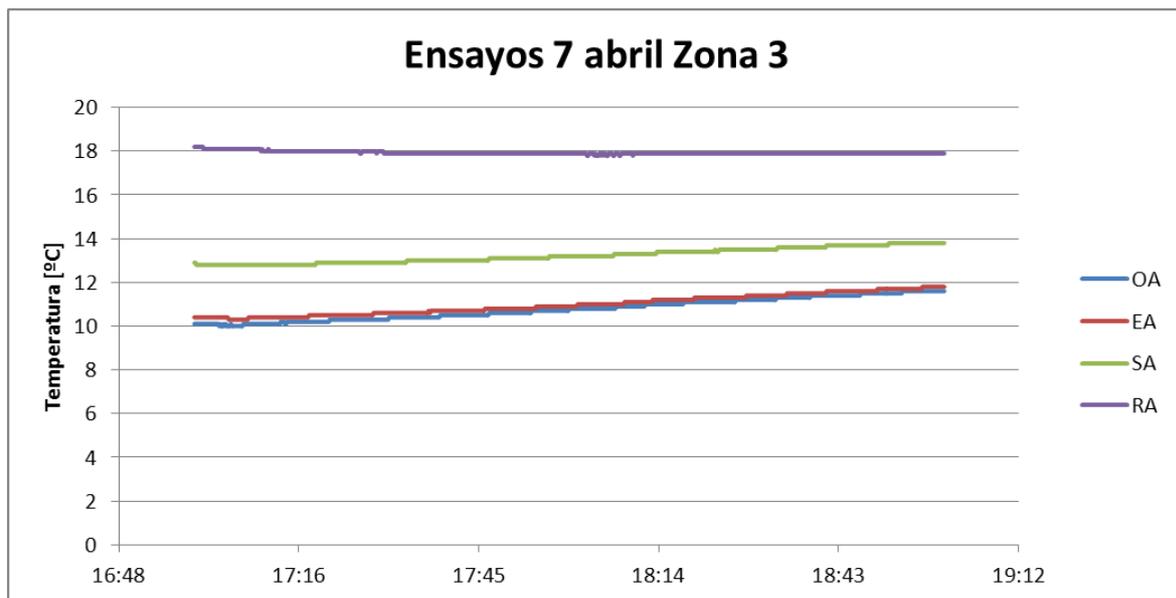


Figura IV.72: Evolución de la temperatura en la zona 3

Como en la zona anterior, aunque la consigna es de 2°C, la temperatura de OA va desde 10 hasta 12°C, por el calentamiento, la estratificación del aire, inadecuada posición de las sondas de lectura o control del a UTA, etc., en definitiva factores de ruido no controlados durante el desarrollo de la experimentación.

Al igual que en las zonas anteriores, la humedad específica de OA y EA coinciden, luego se obtienen las mismas conclusiones. Se puede ver esto en la figura siguiente.

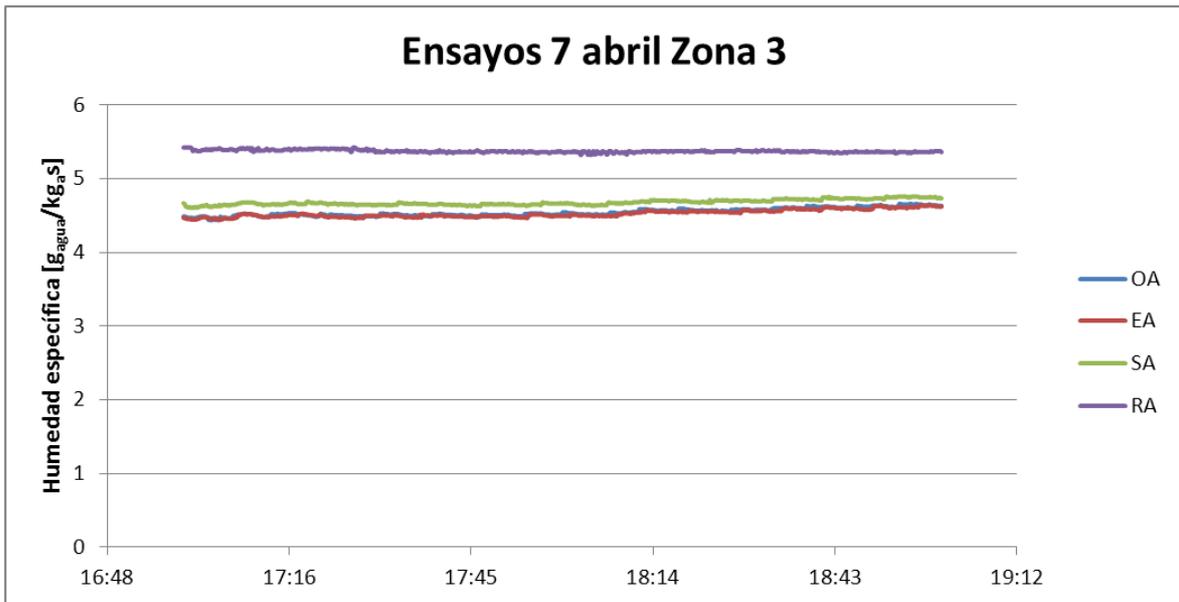


Figura IV.73: Evolución de la humedad específica en la zona 3

El análisis de las eficacias, que puede verse a continuación, muestra las mismas conclusiones que el realizado para las zonas anteriores.

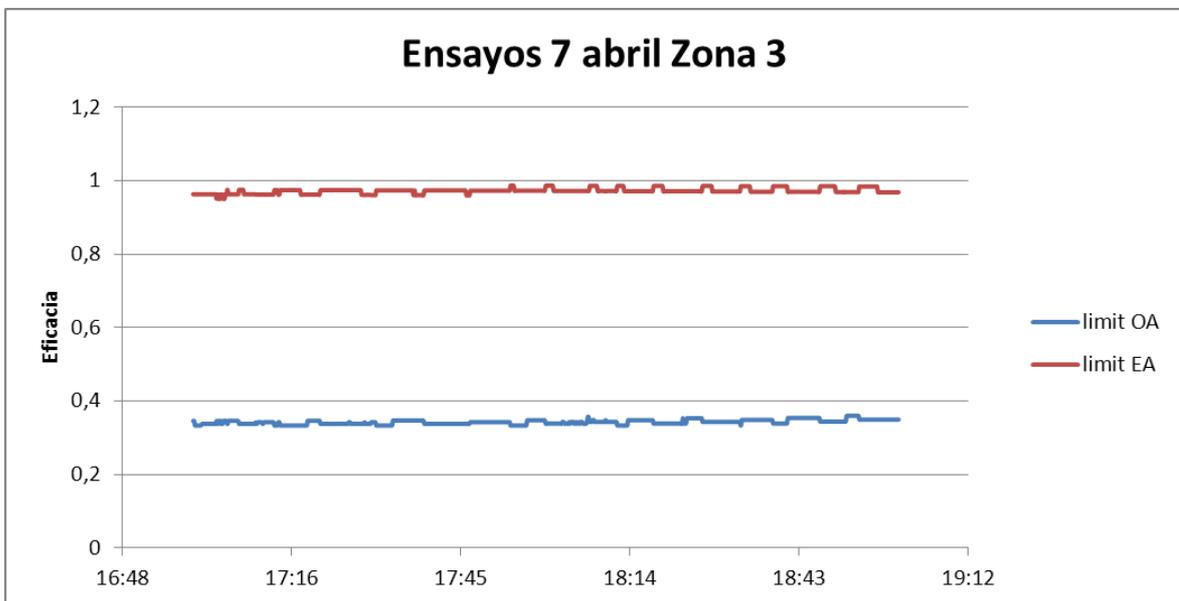


Figura IV.74: Evolución de la eficacia en la zona 3



IV.6. ANÁLISIS DE LA GEOMETRÍA DEL RECUPERADOR Y SU INFLUENCIA

Tras los resultados obtenidos en los experimentos, se procedió a un análisis de la geometría del recuperador. Se observó que esta podía tener una influencia mayor de la esperada, cambiando completamente la manera en la que funcionaba el recuperador.

La geometría es la que se muestra en la figura a continuación, siendo las dimensiones principales el diámetro de la sección circular y la anchura del recuperador. Las cotas están expresadas en milímetros, y los 15° corresponden a la zona de purga:

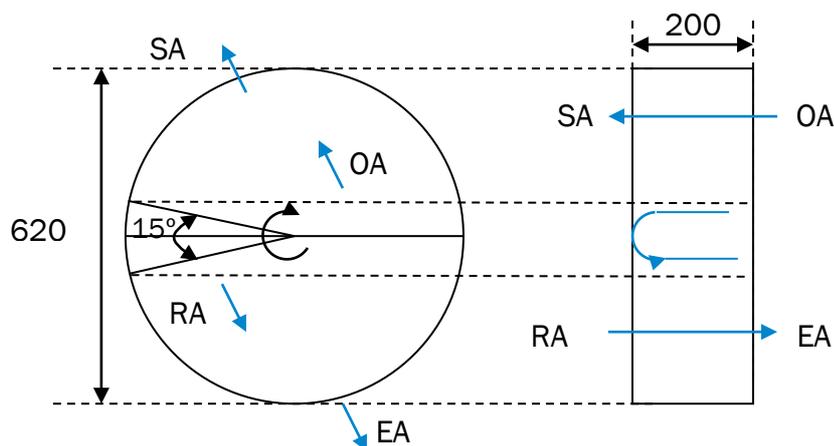


Figura IV.75: Esquema del recuperador rotativo utilizado.

Con estas dimensiones, las distintas secciones de paso, son por tanto:

- Total recuperador: $0,302 \text{ m}^2$
- Sección aire limpio: $0,1445 \text{ m}^2$
- Sección total ocupada de purga: $0,013 \text{ m}^2$
- Sección de paso de purga: $0,0065 \text{ m}^2$

La velocidad de giro del recuperador es fija, como en la mayoría de los recuperadores instalados actualmente en los edificios. En este caso, la velocidad de rotación era 16 rpm. Tiene la posibilidad de girar en ambos sentidos.



La velocidad de circulación, determinada como el caudal dividido por la sección, deberá asegurar que el tiempo de residencia del aire a su paso por el recuperador debe ser inferior al tiempo que tarda en realizar el cambio de zona de la corriente de aire limpio del exterior y la de aire de expulsión.

IV.6.1. ANÁLISIS DE LOS SENTIDOS DE GIRO

A) Sentido de las agujas del reloj

Es el correcto para que funcione adecuadamente la zona de purga, de manera que se elimine la fracción de aire de retorno RA retenido en la estructura del recuperador. De esta forma una parte del aire OA se utiliza para la limpieza, eliminándolo hacia la corriente EA, e impidiendo que esa parte pase a la corriente SA.

Teniendo en cuenta la velocidad de giro y la velocidad del aire OA que entra por la sección de la zona de purga, hay que asegurar que hay tiempo suficiente para que salga la corriente de limpieza (fracción de OA) hacia la corriente del aire de expulsión EA. En caso de que el tiempo de residencia en el recuperador (caudales bajos de OA) sea mayor que el necesario para el giro de la zona de purga ($7,5^\circ$ en la zona de OA), una parte del aire de retorno retenido RA se impulsará hacia el local contaminando la corriente de aire limpio SA y la purga no funcionará adecuadamente.

El tiempo de residencia en este recuperador será el cociente de los 0,2 m que tiene de ancho y la velocidad de paso de flujo, determinada a su vez como el cociente del caudal de aire y la mitad de la sección de paso total.

El principal inconveniente de este sentido es que la fracción de aire OA retenida en la zona opuesta a la purga, pasará a la zona EA, reduciendo la eficacia del recuperador, sobre todo si las velocidades de giro son elevadas.

Para cada vuelta, el aire que se aporta desde la corriente OA a la EA, corresponde al retenido en todo el volumen de paso del aire limpio. Por tanto para la velocidad de giro de 16 rpm, el caudal que se aporta desde OA a la corriente EA por este concepto es:

$$0,1445 \text{ m}^2 \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 16 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ min/h} = 27,7 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{E-IV.11})$$



B) Sentido contrario a las agujas del reloj

No es la posición recomendada, dado que en este caso la zona de purga no funcionará, dado que el aire retenido de la corriente RA, pasará directamente por la zona opuesta, incorporándose al flujo SA, provocando la contaminación del aire impulsado al local. Al igual que en la situación anterior, para la velocidad de giro del recuperador y teniendo en cuenta esa geometría, el aire aportado por este concepto sería de 27,7 m³/h.

En la zona de purga el aire OA el aire retenido en el recuperador pasará, bien en la zona de salida o en la zona de recuperación, también a la corriente EA.

Para determinar si bajo las condiciones de operación la zona de purga funciona adecuadamente, el tiempo de giro de la zona de purga, pero solo del lado del aire de expulsión (7,5°), debe ser mayor que el doble del tiempo de residencia del aire (ida y vuelta del OA por la zona de purga).

Para las condiciones de operación, los cálculos serían:

Velocidad de giro (16rpm):

$$\omega = 16 \cdot 360^\circ / 60s = 96^\circ/s \quad (\text{E-IV.12})$$

Por tanto, el tiempo de giro en la purga (7,5°) a dicha velocidad:

$$t_{\text{giro}} = 7,5^\circ / 96^\circ/s = 0,078 \text{ s} \quad (\text{E-IV.13})$$

Para toda la sección de paso el tiempo de residencia será:

$$t_{\text{residencia}} = 0,2/v \quad (\text{E-IV.14})$$

Por tanto la velocidad mínima será: $v = 12,8 \text{ m/s}$.

Con la sección de paso de OA, el caudal será:

$$Q = 0,302/2 \cdot 12,8 \cdot 3600 = 6958 \text{ m}^3/s \quad (\text{E-IV.15})$$

El caudal calculado es mucho mayor a los caudales de operación, por lo que al aire no le dará tiempo a entrar a través de la zona de purga por el lado de OA y salir antes hacia el EA. Cuando se plantee esta situación, se deberá reducir la velocidad de giro del recuperador.



Esta geometría, considerando que las pérdidas de carga a la salida del recuperador (corrientes SA y EA) son iguales por tener en ambos casos solamente una placa orificio, deben establecer en función de la velocidad y la sección de paso, la fracción de aire de purga desde OA a EA y debería coincidir con el balance tanto de flujos de entrada y salida en el recuperador medidos en las placas orificio y del balance de materia realizado a las humedades. Estos resultados dependen de la precisión de la medida de caudales en las placas orificio y en la humedad relativa.



IV.7. COMPARACIÓN DE EFICACIAS

Dado que en los diferentes días de ensayo se analizaron condiciones de funcionamiento diferentes, tanto de temperaturas (variándola dentro de cada día de ensayo) como de caudales (modificándolos para cada día), se puede comparar ahora los resultados obtenidos para las eficacias en cada caso.

Dependerá de cualquier forma, del criterio que se elija tener en cuenta, pues como ya se ha dicho a lo largo del capítulo, se obtienen resultados diferentes, según se tome la corriente exterior o la de retorno como limitantes.

IV.7.1 DEPENDIENDO DE LAS TEMPERATURAS Y HUMEDADES ESPECÍFICAS

Comparando entre las distintas zonas de un mismo día, se puede ver la influencia de la modificación de los parámetros de temperatura y humedad.

- Día 1

Como ya se analizó más en detalle en el apartado correspondiente, el cambio con mayor influencia, es la variación de temperatura de la corriente de aire exterior OA.

Tabla IV.14: Resumen y media de las eficacias del día 1

	OA limitante	EA limitante
Zona 1	0,36	0,82
Zona 2	0,35	0,9
Zona 3	0,568	0,787
Zona 4	0,577	0,703
Zona 5	0,348	0,855
Zona 6	0,363	0,907
Media	0,4277	0,8287



Se ve un gran cambio en las eficacias entre las zonas 2 y 3, y entre las zonas 4 y 5, que es cuando se produjeron los cambios de temperatura en la corriente de aire entrante OA.

Por lo demás, las eficacias permanecen muy regulares con los cambios de temperaturas y humedad de las corrientes.

- Día 2

En este caso, las eficacias apenas varían entre las distintas zonas, a pesar de los cambios realizados en las potencias de calentamiento y humidificación de la UTA conectada a la corriente de aire exterior OA.

Esto es debido a que la eficacia no es consecuencia directamente de la temperatura de dicha corriente, sino de la diferencia de temperaturas entre las distintas corrientes. De esta forma, aunque la temperatura de la corriente OA variase, si las diferencias de temperaturas permanecen regulares, la eficacia lo hace también.

Tabla IV.15: Resumen y media de las eficacias del día 2

	OA limitante	EA limitante
Zona 1	0,8	0,78
Zona 2	0,79	0,79
Zona 3	0,8	0,79
Zona 4	0,8	0,8
Media	0,7975	0,79

A diferencia de los resultados del día anterior, y de lo que se verá en los días siguientes, por tratarse de caudales equilibrados (caudales entrantes OA y RA de similar tamaño), la eficacia calculada con uno u otro criterio es prácticamente la misma.



- Día 3

Como ocurría en el caso anterior, eficacias muy constantes sin que afecten prácticamente los cambios de temperatura y humedad en las corrientes de aire entrantes.

Pueden verse resumidos los valores en la tabla siguiente.

Tabla IV.16: Resumen y media de las eficacias del día 3

	OA limitante	EA limitante
Zona 1	0,98	0,37
Zona 2	0,99	0,39
Zona 3	0,98	0,375
Zona 4	0,85	0,4
Zona 5	0,98	0,37
Media	0,956	0,381

- Día 4

Para este día, se repiten las conclusiones de los días anteriores. Como muestra la tabla a continuación, las eficacias no varían en exceso al ir descendiendo la temperatura de la corriente de aire entrante exterior OA.

Tabla IV.17: Resumen y media de las eficacias del día 4

	OA limitante	EA limitante
Zona 1	0,95	0,27
Zona 2	0,98	0,35
Zona 3	0,99	0,35
Media	0,9733	0,3233



IV.7.2. DEPENDIENDO DE LOS CAUDALES

Aunque el caudal se mantuvo constante para cada día de ensayo, comparando entre los distintos días se muestra influencia del caudal en los valores de eficacia obtenidos.

Se muestra a continuación una tabla resumen de las eficacias medias para cada día, acompañadas de los caudales de las corrientes entrantes OA y RA, para ver su influencia.

Tabla IV.18: Eficacias y caudales entrantes medios en los 4 días de ensayos

	Caudales [m ³ /h]		Eficacias	
	OA	RA	OA limitante	EA limitante
Día 1	1270,50	522,17	0,43	0,83
Día 2	654,80	569,20	0,80	0,79
Día 3	469,00	1438,00	0,96	0,38
Día 4	1220,67	409,67	0,32	0,97

Se puede ver cómo dependiendo de si el caudal mayor es el de aire exterior o el de retorno, la eficacia mayor será la calculada a partir de un criterio u otro. De esta forma, cuando el caudal menor es el de retorno RA (días 1 y 4), la eficacia calculada tomando como corriente limitante EA es elevada. En el día 3 ocurre lo contrario, alcanzándose una eficacia muy alta si consideramos como corriente limitante la exterior OA, por ser esta la corriente de menor tamaño térmico. En el día 2 en el que los caudales entrantes del exterior y del interior son muy similares, las eficacias según uno u otro criterio también lo son.



Capítulo V:

CONCLUSIONES

Finalmente, en este capítulo se expondrán las conclusiones obtenidas de los análisis realizados a lo largo del trabajo, especialmente a partir de los ensayos y cálculos explicados en el capítulo anterior.





Se exponen a continuación las conclusiones principales obtenidas tras la elaboración de este trabajo.

1. INFLUENCIA DE LOS CAUDALES

Como se ha visto, una de las primeras conclusiones que se ha obtenido es que la variación del caudal, supone un gran cambio en las eficacias de recuperación del recuperador rotativo. El tamaño térmico de las corrientes de aire, y las diferencias relativas entre ellas, suponen una gran diferencia en los resultados obtenidos a través del cálculo de las eficacias.

La importancia de esta influencia, reside en que en las instalaciones actuales, se controlan los caudales de ventilación de manera que se adecuen a las necesidades de cada momento. Para reducir los costes asociados a la ventilación, se regulan los caudales de aire exterior (OA), controlando la concentración de CO₂ presente en el ambiente que es proporcional al número de personas presentes en el local. Es decir, que no se trabaja con caudales constantes sino que los recuperadores se van adaptando al caudal de aire de ventilación impulsado que se necesita.

Por esto, es necesario estudiar la eficacia de recuperación no solo para un caudal concreto, sino para el rango de caudales en el que el recuperador vaya a trabajar. Para poder hacer un análisis realista de la energía recuperada, no será suficiente conocer la máxima eficacia de recuperación.

De esta forma, aunque en condiciones ideales se puedan alcanzar eficacias muy altas, por ser el caudal de ventilación variable según las necesidades, la eficacia también lo será. En ciertos instantes, las condiciones de trabajo en las que esté funcionando el recuperador, podrán ser muy diferentes a las condiciones de diseño, siendo así muy diferentes los resultados obtenidos respecto de los ideales esperados. Los recuperadores implantados en las instalaciones no estarán siempre dando el caudal de eficacia máxima para los que están diseñados.

De la misma manera, la variación de los caudales de ventilación no solo influye en el concepto de eficacia, sino que también afecta directamente a la cantidad de energía



que se está recuperando, que es lo que al final define la rentabilidad del proceso de recuperación. Caudales menores debido a la regulación según lo necesitado, supondrán menor energía recuperada y por tanto menor ganancia energética y económica de lo que se podría esperar con un cálculo a partir de los caudales máximos de ventilación, aunque la eficacia de recuperación sea elevada.

2. PROCEDENCIA DEL AIRE DE LAS CORRIENTES

Otro de los puntos que se ha evaluado utilizando los resultados de cada ensayo, ha sido la procedencia de las corrientes que salían del recuperador. A partir de las humedades específicas de cada corriente, se ha podido analizar con las corrientes de entrada el destino de esas corrientes de aire a la salida del recuperador.

No solo es importante conocer la eficacia para la caracterización del recuperador, sino que la calidad del aire proporcionado será también un parámetro de gran importancia en su uso en instalaciones de tratamiento de aire. No se debe olvidar que el objetivo de la instalación de los recuperadores es reducir el consumo de energía, pero que esto es solo un complemento a los sistemas de ventilación. Es decir, no se puede sacrificar el objetivo principal, que es la ventilación, por la recuperación de parte de la energía.

Como ya se ha señalado, durante los ensayos experimentales el funcionamiento del recuperador rotativo no siempre ha sido el que cabía esperar. La corriente de aire que se impulsaba al interior, que debería proceder en su totalidad del aire exterior para así regenerar el aire del local, se ha visto que muchas veces procede de la recirculación del aire que ya provenía del local.

Este funcionamiento anómalo del recuperador contradice la función del sistema de ventilación, cuya misión es la renovación del aire interior. Si debido a la instalación de un recuperador energético, bajo ciertas condiciones, se va a trabajar de manera que solo se produzca una recirculación el aire del local sin la correspondiente renovación de aire, se habrá eliminado la labor de ventilación, que como se ha dicho es el objetivo principal.



Se ha visto en los ensayos experimentales, que la zona de purga de los recuperadores no es suficiente para asegurar que parte del aire exterior pase al de expulsión eliminando el fluido retenido. A pesar de esta zona de purga, existía contaminación de la corriente de aire impulsado al local.

Como se indicaba, es por ello especialmente importante caracterizar no solo las eficacias, sino también la procedencia del aire impulsado y expulsado bajo todo el rango de caudales en que vaya a trabajar el recuperador. Aunque bajo las condiciones óptimas de diseño, el recorrido del aire sea el adecuado para la ventilación, debido a que los caudales de trabajo en una instalación serán variables frecuentemente (como señalaba la conclusión número 1), se habrá de tener especial cuidado con la calidad del aire proporcionado por el recuperador bajo todo el rango de condiciones de trabajo.

3. INFLUENCIA DEL SENTIDO Y VELOCIDAD DE GIRO

Los defectos en el funcionamiento detectados, en cuanto a la mezcla de las corrientes, pueden ser consecuencia de que el sentido de giro utilizado no fuese el adecuado.

Es por ello que se deberá prestar especial atención en el momento de instalación y arranque de los recuperadores tras labores de mantenimiento u otras causas de parada. Por ejemplo, una mala conexión del condensador invertiría el sentido de giro del rotativo, lo que influiría en la eficacia de recuperación, los caudales recirculados y la calidad del aire de ventilación.

Sin embargo, no solo el sentido de giro puede modificar el funcionamiento del recuperador. Por el análisis de velocidades de paso (tiempo de residencia del aire) y de giro del recuperador, se ha visto que cuando se modifican los caudales, se modifican los tiempos de paso (circular y transversal), lo que provoca que el aire exterior OA en la purga, no le dé tiempo a salir hacia la zona por la que circula la corriente de expulsión EA. Es decir, no solo el sentido de giro puede afectar, sino que la modificación del caudal de trabajo, también puede provocar un mal funcionamiento de la ventilación.



Este resultado es de elevado interés para una adecuada operación de los sistemas de recuperación, dado que en la actualidad existen muchos recuperadores que trabajan con velocidad de giro constante, pero bajo caudales variables (como se presentaba en la conclusión número 1). Si se reducen demasiado estos caudales y no se modifica la velocidad de giro, como ocurre habitualmente en instalaciones de ventilación controlada, puede ocurrir que en el recuperador lo que se consiga sea recircular más aire del recomendable a la corriente de impulsión y expulsar el aire que debería ser aportado como aire de ventilación.

Se recomienda por ello que, cuando se trabaje con regulación de caudales, dependiendo del caudal que se pretenda circular por el recuperador, también se ajuste la velocidad de giro del recuperador, utilizando por ejemplo un variador de frecuencia en el motor de giro, lo que puede encarecer también el precio del recuperador. En caso de que no se opere manteniendo la velocidad de giro constante, el caudal de aire de ventilación deberá ser como mínimo aquel que asegure que la zona de purga va a funcionar de manera adecuada, evitando by-passar aire del retorno a la impulsión.



Bibliografía

Libros y artículos

- [1] Rey Martínez F.J., Velasco Gómez E., “Calidad de ambientes interiores”. Editorial Thomson. ISBN 84-9732-540-0. Madrid 2007.
- [2] Rey Martínez F.J., Velasco Gómez E., “Eficiencia energética en edificios”. Editorial Thomson. ISBN 84-9732-419-6. Madrid 2006.
- [3] Carnicer Royo E., “Aire Acondicionado”. Editorial Paraninfo. 1991.
- [4] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, “*Guía Técnica - Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización*”, Madrid 2010.
- [5] ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), “2000 HVAC Systems and equipments”.
- [6] Rey Martínez F.J., Velasco Gómez E., “Bombas de calor y energías renovables en edificios”. Editorial Thomson. ISBN 84-9732-395-5. Madrid 2005.
- [7] Rey Martínez F.J., Velasco Gómez E., “Curso Universitario de Ingeniería de Climatización”. ISBN 84-933938-4-3. Valladolid, 2006.
- [8] Pizzetti C., “Acondicionamiento del aire y refrigeración”, Editorial Bellisco. ISBN 84-85198-49-2. Madrid 1991.
- [9] Carrier España S.A., “Fundamentos del acondicionamiento del aire: Psicrometría 1ª parte”, Ref ME-5A-97.



Normas y reglamentos

[N-1] Ministerio de la Vivienda, “CTE. Código Técnico de Edificación”, 2006.

[N-2] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio y Ministerio de Vivienda de España, “Real Decreto 1027/2007: Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios”.

Páginas web

[W-1] <http://www.cdc.gov/>. Página web de los Centros para el Control y la Prevención de Enfermedades (Centers for Disease Control and Prevention CDC, USA). Día de última consulta: 7 de junio de 2014.

[W-2] <http://www.tecniseco.es/>. Catálogo comercial Tecniseco. Día de última consulta: 3 de agosto de 2014.

[W-3] <http://www.testo.com/>. Información técnica del Testo 175 H1. Día de última consulta: 15 de mayo de 2014.