



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Puesta a punto de una unidad de  
tratamiento de aire para el desarrollo de  
trabajos prácticos**

**Autor:**

**Aguado Olmedo, Miriam**

**Tutor:**

**Martín González, M<sup>a</sup> del Carmen  
Ingeniería Energética y  
Fluidomecánica. Máquinas y  
motores térmicos.**

**Valladolid, Julio de 2019.**



## **AGRADECIMIENTOS**

A mi familia, especialmente a mis padres, por estar incondicionalmente ahí, en los buenos, pero sobre todo en los malos momentos. Sin vosotros nada habría sido posible.

A mis amigas, y a Ricardo, por apoyarme siempre y tratar de sacar siempre una sonrisa.

A mi tutora, María del Carmen Martín González, por su paciencia e inestimable ayuda.



## **RESUMEN**

En el presente Trabajo de Fin de Grado se aborda la puesta a punto de una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) de cara a la realización de trabajos prácticos por parte de los alumnos de la Escuela de Ingenierías Industriales.

Para ello se han realizado diversos ensayos, combinando todos los elementos de que dispone la instalación, y registrando los valores de temperatura y humedad medidos experimentalmente.

En base a dichos valores, se han calculado las propiedades del aire en cada punto de medición, y con ello se han realizado balances de materia y energía a fin de caracterizar el funcionamiento del equipo y sus limitaciones.

Teniendo en cuenta los datos obtenidos y el comportamiento el equipo que se ha observado, se han propuesto los trabajos prácticos a realizar con la instalación, a fin de posibilitar a los alumnos mejorar el grado de comprensión de los procesos psicrométricos.

## **PALABRAS CLAVE**

Unidad de Tratamiento de Aire, psicrometría, aire húmedo, climatización, termodinámica.

## **ABSTRACT**

This final degree project deals with the tuning of an Air Handling Unit (AHU) in order to carry out practices by Industrial Engineering University students.

For that purpose, several test have been carried out, combining all the available elements of the installation, and also recording the experimentally measured values of temperature and humidity.

Based on these values, the properties of the air at each measurement point have been calculated, and both mass and energy balances have been made to characterize the operation of the equipment and its limitations.

Taking into account the data obtained and the behavior of the equipment that has been observed, the practical work to be done with the installation has been proposed, in order to enable the students to improve the understanding of psychrometric processes.

## **KEYWORDS**

Air Handling Unit, psychrometry, moist air, air conditioning, thermodynamics.



# ÍNDICE

CAPÍTULO 1: OBJETIVOS E INTRODUCCIÓN	1
1.1. Objetivos	1
1.2. Introducción	1
1.2.1 Aire Húmedo	1
1.2.2. Importancia de los procesos psicrométricos	5
CAPÍTULO 2: DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	11
2.1. Descripción general	11
2.2. Filtro de partículas	14
2.3. Ventilador	14
2.4. Resistencia de precalentamiento	15
2.5. Humidificador	16
2.6. Bomba de calor	17
2.7. Elementos de puesta en marcha del equipo	19
CAPÍTULO 3: ENSAYOS DE PUESTA A PUNTO	21
3.1. Calibración del instrumental de medida	21
3.2. Adaptación del equipo para la toma de datos	25
3.3. Ensayos y mediciones	26
3.4. Cálculos	28
3.5. Presentación de resultados	36
3.5.1. ENSAYO 1: Ventilador y bomba de calor (modo Frío).	37
3.5.2. ENSAYO 2: Ventilador y bomba de calor (modo Calor).	39
3.5.3. ENSAYO 3: Ventilador y humidificador (con 2.5 litros de agua)	41
3.5.4. ENSAYO 4: Ventilador, resistencia de precalentamiento y humidificador (con 2.5 litros de agua).	44
3.5.5. ENSAYO 5: Ventilador, resistencia de precalentamiento y bomba de calor (modo Frío).	46
3.5.6. ENSAYO 6: Ventilador, resistencia de precalentamiento y bomba de calor (modo Calor).	48
3.5.7. ENSAYO 7: Ventilador, humidificador con agua y bomba de calor (modo Frío).	50
3.5.8. ENSAYO 8: Ventilador, humidificador con agua y bomba de calor (modo Calor).	52

3.5.9. ENSAYO 9: Ventilador, resistencia de precalentamiento, humidificador con agua y bomba de calor (modo Frío). _____	54
3.5.10. ENSAYO 10: Ventilador, resistencia de precalentamiento, humidificador con agua y bomba de calor (modo Calor). _____	56
3.6. Propuestas de trabajos prácticos _____	57
CAPÍTULO 4: PROPUESTAS DE MEJORA DEL EQUIPO _____	59
4.1. Medidor de caudal _____	59
4.1.1. Caudalímetro WIKA _____	59
4.1.2. Caudalímetro PCE _____	62
4.2. Variador de velocidad del ventilador _____	63
4.2.1. Controlador de velocidad de ventilador United Automation ____	63
4.2.2. Controlador de velocidad de ventilador ebm-papst _____	64
4.3. Mejora del aislamiento del equipo _____	65
4.4. Mejora del sistema de incorporación de vapor _____	65
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES _____	67
BIBLIOGRAFÍA _____	71
ANEXOS: Guion de prácticas _____	73

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Panel de metacrilato que tapa uno de los accesos al interior de la instalación. ....	12
Figura 2.2: Enmarcado sobre el que asientan los distintos paneles de acceso. ....	12
Figura 2.3: Vista frontal de la unidad de tratamiento de aire.....	13
Figura 2.4: Esquema de la instalación. ....	13
Figura 2.5: Vista del filtro de partículas desde el exterior e interior del equipo.....	14
Figura 2.6: Ventilador. ....	15
Figura 2.7: Vista lateral y frontal de la resistencia de precalentamiento. ....	16
Figura 2.8: Humidificador.....	17
Figura 2.9: Bomba de calor.....	17
Figura 2.10: Rendimiento y eficiencia energética de la bomba de calor.....	18
Figura 2.11: Intercambiador de la bomba de calor sobre cubeta de recogida de condensados.....	18
Figura 2.12: Conducto de desagüe situado en la parte posterior del equipo. ....	19
Figura 2.13: Accionadores de los elementos de la instalación. ....	19
Figura 3.1.1: Sondeas de medición de temperatura y humedad. ....	21
Figura 3.1.2: Datos operativos de las sondas dados por el fabricante. ....	22
Figura 3.1.3: Sondeas de temperatura y humedad. ....	23
Figura 3.1.4: Instrumental utilizado para la graduación de la cubeta del humidificador. ....	24
Figura 3.1.5: Cubeta del humidificador graduada. ....	25
Figura 3.2.1: Vista posterior de la instalación. ....	26
Figura 3.4.1: Diagrama de flujo de energía en la sección de precalentamiento. ...	29
Figura 3.4.2.: Diagrama de flujo másico cuando la bomba de calor está en modo frío.....	31
Figura 3.4.3.: Diagrama de flujo de energía con la bomba de calor en modo frío. ....	32
.....	33
Figura 3.4.5: Diagrama de flujo de energía con la bomba de calor en modo calor. ....	33
.....	33
Figura 3.4.6: Diagrama de flujo másico al humidificador. ....	34
Figura 3.4.7: Diagrama de flujo de energía al humidificador. ....	35
Figura 4.1.1.1: Caudalímetro modelo A2G-25, fabricante WIKA ....	60
Figura 4.1.1.2: Sonda de medición modelo A2G-FM, fabricante WIKA ....	61
Figura 4.1.1.3: Versión L de la sonda A2G-FM, para conductos de ventilación rectangulares ....	61
Figura 4.1.2.1: Caudalímetro de sonda flexible modelo PCE-TA 30, fabricante PCE. ....	62
.....	62
Figura 4.2.1.1: Controlador de velocidad de ventiladores VAC2-15E, fabricado por United Automation. ....	63
Figura 4.2.2.1: Controlador de velocidad de ventiladores REE10, fabricado por ebmpapst. ....	64



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 1. ....	37
Tabla 2: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 1, con la bomba de calor activa (modo frío).37	
Tabla 3: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 2. ....	39
Tabla 4: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 2, con la bomba de calor activa (modo calor). ....	39
Tabla 5: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 3. ....	41
Tabla 6: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 3, con el humidificador en activo. ....	41
Tabla 7: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 4. ....	44
Tabla 8: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 4, con el precalentamiento y el humidificador en activo. ....	44
Tabla 9: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 5. ....	46
Tabla 10: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 5, con el precalentamiento y la bomba de calor en activo en modo frío. ....	46
Tabla 11: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 6. ....	48
Tabla 12: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 6, con el precalentamiento y la bomba de calor en activo en modo calor. ....	48
Tabla 13: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 7. ....	50
Tabla 14: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 7, con el humidificador y la bomba de calor en activo en modo frío. ....	50

Tabla 15: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 8.....	52
Tabla 16: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 8, con el humidificador y la bomba de calor en activo en modo calor.....	52
Tabla 17: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 9.....	54
Tabla 18: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 9, con el precalentamiento, el humidificador y la bomba de calor en activo en modo frío. ....	54
Tabla 19: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 10. ....	56
Tabla 20: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 10, con el precalentamiento, el humidificador y la bomba de calor en activo en modo calor.....	56

## CAPÍTULO 1: OBJETIVOS E INTRODUCCIÓN

### 1.1. Objetivos

El objetivo del presente trabajo de fin de grado consiste en realizar la puesta a punto de una unidad de tratamiento de aire perteneciente a la Universidad de Valladolid.

Para ello se han realizado diversos ensayos, activando o desactivando los distintos elementos de que dispone la instalación, haciendo todas las posibles combinaciones que esta permite. Se ha perseguido así el conocimiento del funcionamiento del equipo, sus limitaciones y la determinación de los factores a tener en cuenta para poder llevar a cabo mediciones representativas de los procesos termodinámicos que tengan lugar en dicho equipo.

De este modo, se ha buscado la aplicabilidad de la instalación de cara a la realización de trabajos prácticos por parte de los alumnos de la Universidad de Valladolid.

Al tratarse de procesos en los que interviene una mezcla, como es el caso del aire húmedo, es conceptualmente más complejo su entendimiento, por lo cual la interacción directa con un equipo en el que reproducir este tipo de procesos facilita la comprensión y visualización del comportamiento a nivel práctico de los elementos que componen la mezcla, así como de la evolución de los procesos en función de los elementos de la instalación que estén activos.

El empleo de la unidad de tratamiento de aire en la realización de trabajos prácticos tiene por tanto como objetivo clarificar los procesos psicrométricos y de transmisión de calor, masa y energía de cara a los alumnos que realicen dichas prácticas.

### 1.2. Introducción

#### 1.2.1 Aire Húmedo

Los gases que componen la atmósfera se pueden agrupar en dos categorías, distinguiendo entre aquellos cuya concentración es invariable en las capas bajas de la atmósfera, y aquellos cuya concentración varía:

- Gases de concentración invariable: nitrógeno, oxígeno, argón, neón, helio e hidrógeno, son los más importantes, predominando los dos primeros con respecto al 1% que representan los cuatro restantes.
- Gases de concentración variable: vapor de agua, dióxido de carbono y ozono, aunque la importancia de este último es más significativa en capas altas de la atmósfera.

Desde un punto de vista práctico, dada la composición del aire atmosférico, se trabaja con aire húmedo.

El aire húmedo se considera una mezcla gas + vapor formada por aire seco, que se considera de composición constante y vapor de agua variable, de modo que la suma de las masas de aire seco y vapor de agua respectivamente, es igual a la masa de aire húmedo.

En la zona de trabajo que se va a considerar, este sistema se comportará como una mezcla de gases ideales..

El aire húmedo es el medio sobre el que se realizan los procesos de acondicionamiento del aire. Será por lo tanto el medio objeto de estudio del presente proyecto.

Se describen a continuación las propiedades termodinámicas del aire, esto es, las variables psicrométricas:

- Temperatura de bulbo seco ( $T_{bs}$ , o  $T$ ): Es la temperatura tomada por un termómetro de cualquier tipo situado en el seno del aire húmedo; generalmente se conoce como temperatura ambiente.
- Temperatura de rocío ( $T_r$ ): Es la temperatura que leería el termómetro, situado en el seno del mismo aire saturado a la presión parcial de vapor constante. Es decir: sería la mínima temperatura a la que se podría enfriar el aire húmedo sin que se produjera condensación, manteniéndose constante la presión.
- Temperatura de saturación adiabática ( $T_{sat ad}$ ): Es la temperatura tomada por un termómetro de cualquier tipo, situado en el seno del aire previamente saturado adiabáticamente.

- Temperatura de bulbo húmedo (Tbh): Se mide en un termómetro cuyo bulbo se ha encamisado con una mecha humedecida en agua. La corriente de aire, al pasar alrededor del mismo, se satura y el calor de vaporización del agua incorporada a dicha corriente de aire hace descender la temperatura indicada en el termómetro hasta un valor que se denomina temperatura de bulbo húmedo. Aunque este concepto de temperatura es diferente al de temperatura de saturación adiabática, en los diagramas psicrométricos se observa que alcanzan valores similares en los procesos de acondicionamiento de aire a temperatura moderada.
- Humedad específica (w): Representa la cantidad de vapor de agua contenido en un kg de aire.
- Humedad relativa (HR o  $\phi$ ): es la relación que existe entre la presión de vapor de un aire húmedo y la que se tiene en caso de saturación a la misma temperatura, o dicho de otro modo, representa la cantidad de vapor de agua contenida en el aire en unas condiciones dadas, respecto a la máxima humedad específica que pudiera contener, para esa misma temperatura de bulbo seco.

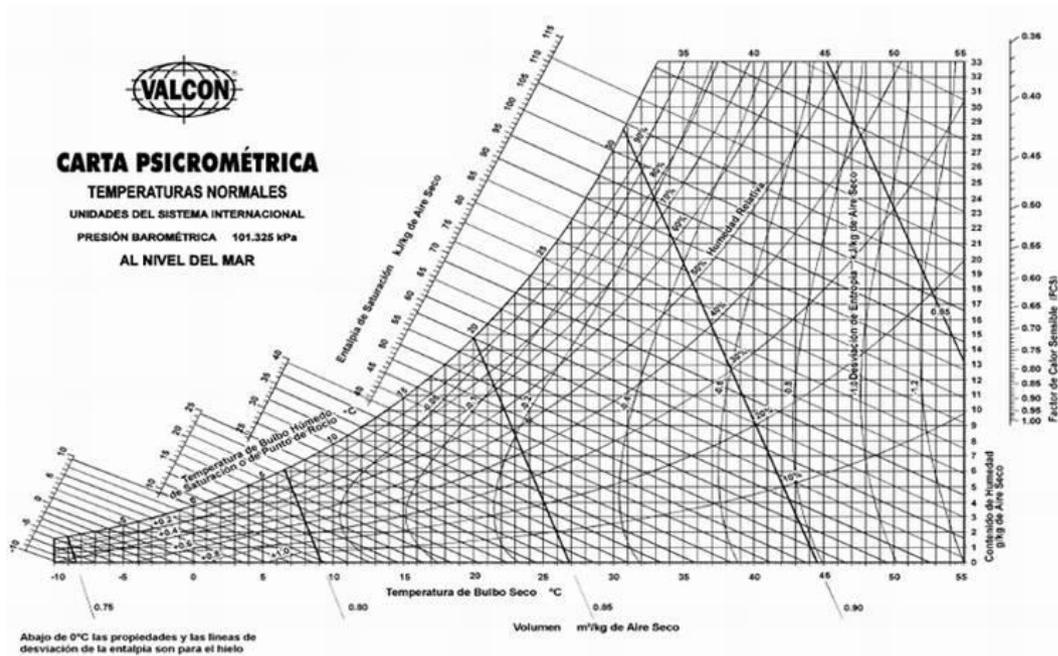
$$\phi = \frac{P_v}{P_{v \text{ sat}}}]_T$$

- Entalpía del aire húmedo ( $h_{1+wi}$ ) (sin condensado líquido o sólido) es la suma de las entalpías de aire seco y del vapor, multiplicada esta última por la humedad específica en el punto de medición. Se plantearán en el apartado de cálculos las expresiones de las entalpías empleadas para llevar a cabo el estudio del funcionamiento de la instalación.

El diagrama psicrométrico expresa las variaciones que experimenta el vapor de agua contenido en 1 kg de aire seco al variar la temperatura del mismo. De este modo, una cantidad definida de aire podrá admitir mayor o menor cantidad de vapor de agua según cual sea la temperatura de la mezcla. Para cada temperatura varía la cantidad máxima que 1 kg de aire seco puede admitir hasta llegar a la saturación.

Existen varios tipos de diagramas psicrométricos, que varían en función de las coordenadas utilizadas. Un determinado estado termodinámico de aire húmedo queda determinado si se conocen dos propiedades independientes además de su presión (determinada por la altitud sobre el nivel del mar).

El que se presenta a continuación es el diagrama de Carrier:



En el diagrama, el eje horizontal señala temperaturas en °C de la mezcla, y el eje vertical se indica el contenido de vapor en kg por cada kg de aire seco (humedad específica). Así, la curva de saturación, correspondiente al 100% de humedad, representa la relación existente entre el contenido de vapor de agua en estado de saturación y la temperatura.

Las distintas curvas entre el 0 y el 100%, se corresponden con valores de humedad relativa constante. Análogamente, las rectas perpendiculares a la escala de temperatura (eje horizontal), son líneas de temperatura constante, e igualmente, las rectas perpendiculares al eje vertical (contenido de vapor) se corresponden con líneas de contenido de vapor constante.

Habrà de utilizarse el diagrama psicrométrico correspondiente a la presión registrada en el lugar en que se realicen las mediciones que van a introducirse en el diagrama.

## 1.2.2. Importancia de los procesos psicrométricos

El tratamiento o acondicionamiento del aire tiene como propósito el alcanzar unas determinadas condiciones ambientales en un espacio cerrado, actuando sobre una serie de factores. En función de la finalidad, el acondicionamiento de un local puede ser doméstico, si se persigue el confort de las personas que ocupan dicho espacio, o industrial, cuando se busca adaptar las condiciones ambientales del local a un determinado proceso que vaya a tener lugar en el mismo (secado, refrigeración, conservación...).

A continuación se profundizará en ambas modalidades del tratamiento del aire.

### 1.2.2.1. Confort térmico

Existen unas condiciones ambientales para las cuales el ser humano manifiesta sensación de bienestar.

Pese a ser la temperatura uno de los factores más determinantes para el confort, la humedad tiene también un papel muy relevante, ya que aunque un ambiente seco resulte generalmente más confortable que uno húmedo, cuando la sequedad del aire es acusada se manifiestan ciertos inconvenientes, tales como sequedad de mucosas, exceso de electricidad estática, entre otros. Del mismo modo, un ambiente húmedo produce sensación de ahogo, con el agravante de dificultarse la eliminación del sudor.

Para conseguir el bienestar térmico global de las personas, la temperatura operativa ha de estar, en época de invierno (calefacción) entre los 20 °C y los 24°C, y en época de verano (refrigeración) entre los 23 °C y los 26°C.

Asimismo, para alcanzar el bienestar térmico y evitar la excesiva humedad de la piel y la sequedad de la piel y las mucosas, la humedad relativa del aire debe estar entre el 30% y el 70%.

Por otro lado, la velocidad del aire tiene también una influencia determinante en la sensación de confort de las personas. En ocasiones, el malestar térmico puede tener origen en las corrientes de aire, así como diferencias notables de la temperatura del aire a la altura de las distintas partes del cuerpo.

Así, las condiciones ambientales de bienestar de locales cerrados, sitúan la velocidad del aire en verano entre 0.18 y 0.24 m/s, y en invierno entre 0.15 y 0.20 m/s. (Fuente: Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo).

Según lo decretado en la Orden de 9 de marzo de 1971, por la que se aprobó la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo:

*“Se fijan como límites normales de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:*

*Para trabajos sedentarios: De 17 °C a 22 °C.*

*Para trabajos ordinarios: De 15 °C a 18 °C.*

*Para trabajos que exijan acusado esfuerzo muscular: De 12 °C a 15 °C.*

*La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40% al 60%, salvo en instalaciones en que haya peligro por generarse electricidad estática, que deberá estar por encima del 50 %.”*

Las temperaturas que se indican son las que deben mantenerse en los locales acondicionados, tanto desde el punto de vista del bienestar de las personas, como para obtener un funcionamiento energéticamente económico.

Existen otros aspectos a tener en cuenta a la hora de acondicionar un local en busca del confort térmico:

- Efecto de la distribución de temperaturas

En una habitación acondicionada, la distribución de temperaturas no es uniforme, depende del tipo de sistema utilizado para tal fin.

Desde el punto de vista del confort térmico, lo óptimo sería tener un recinto a una temperatura lo más constante posible. Para ello hay que tener en cuenta la presencia de superficies frías, tales como ventanas, que tienden a contrarrestar el efecto de temperatura uniforme. Además, pueden producir la condensación del vapor de agua presente en el aire, cuando la temperatura de la superficie fría es inferior al punto de rocío del aire.

- Necesidad de ventilar un local

No basta con enfriar o calentar el aire de una habitación, es necesario ventilarla. Se entiende por ventilación la introducción de aire fresco, no contaminado. Este aire deberá someterse a un tratamiento previo a su introducción en el recinto: filtrado, secado, etc ; dependerá de las condiciones y del proceso que se desee llevar a cabo.

La degradación del aire interior se debe principalmente a las siguientes causas:

- Disminución del oxígeno y aumento del dióxido de carbono, debido a la respiración de los seres vivos.
- Vapor y gases debidos al sudor y a la descomposición metabólica de los alimentos.
- Emisión de disolventes de pinturas o barnices, etc

Para contrarrestar esta degradación del aire, la ventilación puede ser:

- Natural, cuando se produce una renovación del aire a través de rendijas, ventanas, puertas.
- Artificial, cuando la ventilación se fuerza mediante ventiladores u otros elementos mecánicos, con la introducción de aire exterior y extracción del aire interior.

A la hora de realizar el acondicionamiento del aire de un local, han de tenerse en cuenta las influencias térmicas a las que está sometido el edificio:

- Temperatura exterior: si es inferior a los 20°, habrá que suministrar energía calorífica para calentar el interior. Y si es superior a 25°, habrá que invertir energía en enfriarlo.
- Radiación solar: su efecto se traducirá siempre en un calentamiento o ganancia de calor.
- Iluminación artificial: produce también una ganancia de calor.
- Maquinaria: de haberla, produce ganancia de calor debida a las pérdidas asociadas al funcionamiento.
- Personas: la presencia de personas genera calor.

### *1.2.2.2. Tratamiento del aire industrial*

Existen en la industria múltiples aplicaciones de los procesos de acondicionamiento del aire. Se describen a continuación algunos de ellos:

#### Humidificación

Tiene por objeto aumentar el contenido de vapor de agua de una masa de aire, esto es, incrementar la humedad específica del aire. Se consigue añadiendo vapor, o bien agua pulverizada, o haciendo pasar el aire a través de materiales húmedos.

#### Secado

Su finalidad es la de reducir el contenido de vapor de agua de una masa de aire. Se consigue calentándolo, aunque solo disminuye la humedad relativa, no la absoluta, o enfriándolo hasta saturación y condensando parte del agua que se encontraba en estado de vapor.

Para el secado de otros materiales, se emplea el contacto con una masa de aire no saturada. Esta técnica es muy utilizada en la industria textil, en la alimentaria (ya que la humedad activa los procesos de descomposición), la cerámica o la fabricación de papel, entre otras.

Existen tres tipos de secado térmico:

- Secado por conducción: se emplean cuando el material que se desea secar no se descompone fácilmente. Se le hace pasar por una plancha caliente o se deja caer sobre un cilindro calentado por el interior.
- Secado por convección: su uso es el más extendido. Se coloca el material a secar sobre rejillas a través de las cuales se hace circular aire caliente y seco. Este sistema se emplea por ejemplo para la obtención de leche en polvo.
- Secado por radiación: se emplea cuando el material a secar es muy sensible a la temperatura. En lugar de secarse por calentamiento, lo hacen por vacío (liofilización), para ello se emplean focos infrarrojos. Es el caso de los procesos de secado de pintura en vehículos, en los que, al ser la pintura transparente al infrarrojo, es la chapa la que se calienta y provoca un secado de dentro hacia afuera.

En cualquier caso, hay que tomar precauciones para que el material recién secado y caliente no tome humedad del ambiente al atemperarse.

#### Refrigeración: torres de refrigeración

En las centrales térmicas, y en general en las industrias de gran factura energética que no estén situadas en la costa o cerca de una masa importante de agua, el agua de refrigeración (si la carga térmica es grande siempre habrá que recurrir a un circuito de refrigeración por agua) resulta cara y ha de reciclarse. Para ello es necesario transmitir calor del agua al aire atmosférico.

Dado que el empleo de intercambiadores de calor sería muy ineficiente por los pequeños saltos térmicos y la baja conductividad del aire, hay que recurrir al enfriamiento del agua por evaporación en contacto directo con el aire en una torre de refrigeración o en un pequeño estanque artificial sobre el que se dispersa el agua.

En el caso de las centrales térmicas, donde las temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración al condensador de la planta han de ser lo más bajas posible para mejorar el rendimiento, el problema es aún mayor, por ello se recurre al uso de torres de refrigeración.

En las torres de refrigeración la circulación del aire puede ser

- Por tiro natural: en este caso aumenta el coste de instalación, ya que se necesitan alturas de hasta 100 m en las grandes centrales.
- Por tiro forzado: mediante un ventilador soplante o aspirante. Resultan más compactas, y para pequeñas cargas puede incluso ponerse encima del tejado en ambientes urbanos.

#### Procesos de humedad controlada

Existen diversas industrias en las que mantener el control de la humedad es una necesidad para llevar a cabo su actividad productiva. A continuación se nombran algunos ejemplos de procesos que requieren control de la humedad:

- Control de la corrosión: se busca mantener el aire en la superficie del material ferroso con una humedad relativa inferior al 50%. La técnica

de deshumidificación se usa para prevenir los problemas de corrosión en: la protección de material militar, construcción de puentes, fabricación de material electrónico y semiconductores, entre otros.

- Preservación: los deshumidificadores se emplean para proteger películas, documentos, libros, obras de arte y otros objetos que se conservan en bibliotecas o museos. El control de la humedad y la temperatura son factores importantes en la preservación de documentos y obras de arte por lo que los sistemas de deshumidificación ayudan a crear las condiciones adecuadas

## CAPÍTULO 2: DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

### 2.1. Descripción general

La unidad de tratamiento de aire está dispuesta a lo largo de un túnel de 2,15 metros de largo, de perfil cuadrado de 48 cm. En su interior se encuentran los distintos elementos que componen la instalación.

El equipo está sustentado mediante una estructura metálica de barras de perfil cuadrado de 3x3 cm que consta, en la parte superior, de dos listones de 2,12 metros de largo junto con dos travesaños de 47 cm de longitud, sobre los que apoya directamente el perfil.

En la parte inferior se dispone de dos listones de 1,20 metros de largo, junto con cuatro travesaños dispuestos de forma perpendicular a unas distancias de 34 cm, 56 cm y 32,5 cm respectivamente entre sí, de forma que proporcionan apoyo a la estructura de la bomba de calor que se sitúa en la parte baja. En las uniones de las cuatro barras exteriores se sitúan cuatro ruedas, que facilitan el desplazamiento de la instalación.

Finalmente, cuatro barras de 74 cm de longitud sirven de nexo de unión de la estructura superior y la inferior, proporcionando una altura adecuada al equipo para facilitar su manejo.

El túnel que constituye la base de la instalación está formado por paneles tipo sándwich, a los que se ha realizado sendas perforaciones en la parte frontal, que permiten, sea visualizar el interior del túnel desde fuera, sea acceder al interior del mismo, o ambas cosas, en función del material con que se han cubierto.

De este modo, se dispone de 5 accesos al interior del equipo, mediante 3 paneles de metacrilato y 2 paneles sándwich, fijados a la estructura principal por dos tornillos de cabeza mariposa cada uno. Todas las pantallas tienen un espesor de 2 cm. A continuación se describen los 5 accesos de izquierda a derecha:

- 1- Panel de metacrilato de 40 cm de altura y 36 cm de ancho. Permite visualizar tanto el filtro de aire, que se sitúa a la entrada de la instalación, como el ventilador.
- 2- Panel de metacrilato de 40 cm de altura y 20.7 cm de ancho. Permite ver la salida del ventilador y la resistencia de precalentamiento.

- 3- Panel de metacrilato de 40 cm de altura y 33.5 cm de ancho. Proporciona acceso al humidificador, algo imprescindible para el llenado de la cubeta.
- 4- Panel tipo sándwich de 40 cm de altura y 78 cm de ancho. Proporciona acceso al intercambiador de la bomba de calor, sin ser este visible desde el exterior.
- 5- Panel tipo sándwich de 40 cm de altura y 19.3 cm de ancho. Da acceso a la salida de la instalación.



*Figura 2.1: Panel de metacrilato que tapa uno de los accesos al interior de la instalación.*

A fin de reducir pérdidas, se encuentra en todos estos accesos un enmarcado interior de 1.5 cm en todo el perímetro, de forma que las pantallas que se posicionan en los huecos apoyan directamente sobre dicho marco.



*Figura 2.2: Enmarcado sobre el que asientan los distintos paneles de acceso.*

En la imagen inferior se observa la instalación, donde se pueden apreciar las características anteriormente descritas. En este caso, el panel tipo sándwich que tapa el intercambiador de calor se encuentra desmontado, a fin de hacer visible todo el interior.



Figura 2.3: Vista frontal de la unidad de tratamiento de aire

En lo que concierne al interior del túnel, se muestra a continuación un esquema de los elementos principales de que se compone la instalación, así como del emplazamiento de los puntos de medición que se han escogido de cara a los ensayos de puesta a punto, numerados del 1 al 4.

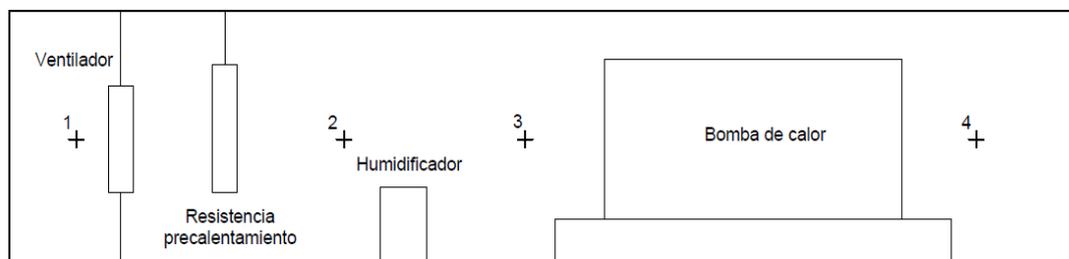


Figura 2.4: Esquema de la instalación.

A continuación se van a describir todos los elementos de que se compone la unidad de tratamiento de aire.

## 2.2. Filtro de partículas

En primer lugar se encuentra el filtro de partículas, emplazado entre una rejilla exterior y un refuerzo interior de 4 varillas metálicas de 40 cm de longitud dispuestas de forma diagonal a fin de evitar el movimiento del filtro. La rejilla metálica es de 40x40 cm, con un enrejado de 2x2 cm, y está enmarcada por cuatro listones metálicos de 40 cm de largo y 2.5 de ancho, fijados entre sí mediante remaches.

La función de este elemento consiste en impedir el paso de impurezas o partículas que pudiera portar el aire a su entrada al dispositivo.



*Figura 2.5: Vista del filtro de partículas desde el exterior e interior del equipo.*

## 2.3. Ventilador

Seguidamente, se encuentra un ventilador, cuya labor es impulsar el aire a lo largo de todo el conducto. Funciona a un régimen de giro máximo de 2580 rpm, consumiendo una potencia de 0,115 kW (230 V y 0.5 A).

Dado que el equipo no dispone de regulador de velocidad para el ventilador, el régimen de giro máximo será en efecto el de funcionamiento.



Figura 2.6: Ventilador.

El equipo cuenta con una pequeña lámpara situada inmediatamente después de la resistencia de precalentamiento, que se enciende al accionar el ventilador, con el fin de iluminar el interior del conducto durante el funcionamiento del equipo, como se observa en la figura 2.2.

#### **2.4. Resistencia de precalentamiento**

Posteriormente, se halla una resistencia de precalentamiento de 1000 W de potencia, compuesta por una espiral de cobre guiada y fijada mediante diversos aros a la estructura metálica que le sirve como soporte. La finalidad de la citada resistencia es la de calentar levemente el aire a su entrada en el túnel tras ser impulsado por el ventilador, logrando con ello una disminución de la humedad.



*Figura 2.7: Vista lateral y frontal de la resistencia de precalentamiento.*

## 2.5. Humidificador

A continuación se encuentra el humidificador, que consta de una cubeta metálica de 29.5x15x9.5 cm con una resistencia de gran tamaño en su interior. El propósito de este elemento es, como su propio nombre indica, el de aumentar la humedad del aire que circula por el túnel mediante la incorporación de vapor de agua a la corriente de aire.

Para ello, se ha de verter en la cubeta una cantidad de agua tal, que la resistencia quede cubierta por completo en todo momento mientras esté en funcionamiento. Así, al calentarse la resistencia al rojo, la temperatura del agua contenido en la cubeta irá aumentando progresivamente hasta que rompa a hervir, incorporando con ello vapor de agua a la corriente de aire que circula por la instalación.

Como se explicará posteriormente, se ha graduado la cubeta de modo que la cantidad de agua que sea necesaria añadir para que durante la realización de los ensayos en los que el humidificador esté activo la resistencia quede durante todo el ensayo cubierta por agua, pueda cuantificarse con facilidad.



Figura 2.8: Humidificador.

## 2.6. Bomba de calor

Finalmente se encuentra la bomba de calor, que, dada su versatilidad, permitirá que la instalación sea apta tanto para calentar como para enfriar el aire, con la consiguiente variación de temperatura y humedad en función de las distintas combinaciones de elementos que se pongan en funcionamiento.



Figura 2.9: Bomba de calor

Se trata de un equipo Fujitsu AH012USCC, que emplea el refrigerante R410A. La temperatura en modo refrigeración oscila entre los 21 °C y los -43°C, y en modo calefacción entre los -5°C y los +24°C. A continuación se adjuntan los valores de potencia consumida y efectiva, así como la eficiencia energética dados por el fabricante:

## Rendimiento y eficiencia energética

Potencia de frigorífica	3.25 kW
Potencia de calentamiento	3.95 kW
Área efectiva	-
El consumo de energía de refrigeración	1.35 kW
El consumo de energía de calefacción	1.28 kW
La eficiencia energética de refrigeración	2.41
La eficiencia energética de calefacción	3.09
Tecnología Inverter	-
El flujo de aire	1 700 m <sup>3</sup> /h

Figura 2.10: Rendimiento y eficiencia energética de la bomba de calor.

El intercambiador de que dispone la bomba de calor, se encuentra en el interior del conducto, sobre una cubeta que recoge los posibles condensados, y que dispone de una salida exterior para evacuar agua si así fuera necesario.



Figura 2.11: Intercambiador de la bomba de calor sobre cubeta de recogida de condensados.



Figura 2.12: Conducto de desagüe situado en la parte posterior del equipo.

### 2.7. Elementos de puesta en marcha del equipo

Para la puesta en marcha del equipo, se dispone de 4 interruptores, 3 de los cuales son del tipo ON/OFF, exceptuando el que acciona la bomba de calor, que tiene 3 posiciones (frío, calor o apagado). El conjunto se conecta a la red mediante una única toma que abastece a los distintos elementos.



Figura 2.13: Accionadores de los elementos de la instalación.



## CAPÍTULO 3: ENSAYOS DE PUESTA A PUNTO

Como método de caracterización de las condiciones de funcionamiento y las distintas posibilidades de tratamiento del aire de que dispone el equipo, se han realizado una serie de ensayos que permiten la evaluación de dichas condiciones de funcionamiento en base a los valores experimentales registrados.

Para ello, se ha requerido la utilización de instrumentos de medida, tales como sondas de temperatura y humedad, así como un cronómetro.

### 3.1. Calibración del instrumental de medida

#### Instrumental de medida

Para la toma de datos en los ensayos de caracterización de funcionamiento de la unidad de tratamiento de aire, se ha dispuesto de 4 sondas de temperatura y humedad, de la marca Testo, modelo 605-H1. A través del registro de estos dos parámetros se ha realizado el estudio del funcionamiento de la instalación.



*Figura 3.1.1: Sondas de medición de temperatura y humedad.*

El higrómetro térmico Testo 605-H1 está concebido para la medición de conductos, debido a su factor de forma delgado y su capacidad de lectura

desde múltiples ángulos, con una sonda giratoria. Proporciona la humedad del aire, la temperatura del aire y los cálculos de punto de rocío correctos para las condiciones del conducto y del ambiente.

El fabricante proporciona los siguientes datos respecto a la exactitud en la medición de las sondas, así como los rangos de medición:

Temperature - NTC	
Measuring range	32.0° to 122.0 °F / 0 to +50 °C -20 to +50 °Ctd
Accuracy	±0.9 °F / ±0.5 °C
Resolution	0.1 °F / 0.1 °C

Humidity - Capacitive	
Measuring range	5 to 95 %rH
Accuracy	±3 %rH
Resolution	0.1 %rH

General technical data	
Operating temperature	32.0° to 122.0 °F / 0 to +50 °C
Battery type	3 x AAA
Battery life	Approx. 1000 h
Storage temperature	-4.0° to 158.0 °F / -20 to +70 °C

Figura 3.1.2: Datos operativos de las sondas dados por el fabricante.

La resolución de la medida es de  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  de temperatura y  $\pm 0.1\%$  de humedad relativa. La temperatura de funcionamiento de la sonda coincide con el rango de medición, esto es, de  $0^\circ\text{C}$  a  $50^\circ\text{C}$ .

Cada sonda funciona con tres baterías tipo AAA, y dispone de un único botón de encendido, que permite también desplazarse por las distintas mediciones registradas por el dispositivo que se visualizan en la pantalla. Cuenta con un sistema de apagado automático, transcurridos 10 minutos desde su encendido sin interacción.

Para la realización de los ensayos y la toma de datos se ha dispuesto de 4 sondas de temperatura y humedad, que se han situado a lo largo de la unidad de tratamiento de aire para la toma valores en puntos estratégicos de la misma.

Sonda 1: situada a la entrada del ventilador (primer punto de medición).

Sonda 2: emplazada entre la resistencia de precalentamiento y la cuba de humidificación (1ª toma de datos intermedia).

Sonda 3: emplazada tras el humidificador y antes de la bomba de calor (2º punto de medida intermedio).

Sonda 4: situada a la tras la bomba de calor (último punto de medición).



*Figura 3.1.3: Sondas de temperatura y humedad.*

A fin de registrar los datos medidos con la mayor precisión posible, se ha observado que las sondas 2 y 3 miden igual. Tomando esta medición como referencia, se constata que la sonda 1 mide  $0.1^{\circ}\text{C}$  menos, así como la sonda 4 mide  $0.2^{\circ}\text{C}$  menos para una misma temperatura ambiental. Estos valores se hayan dentro de la exactitud del equipo de medida.

Se ha forrado el extremo de las sondas donde asentarán sobre el túnel de la instalación con un plástico flexible como se ve en la imagen anterior, a fin de reducir las posibles pérdidas por los taladros realizados para la colocación de las sondas.

### Humidificador

Por otro lado, el humidificador consta de una cubeta metálica no graduada de aproximadamente  $4,2 \text{ dm}^3$  de capacidad. (29,5 cm largo, 15 cm profundidad (alto) y 9,5 cm de ancho).

Para graduar dicha cubeta se ha dispuesto de 2 vasos de precipitados de 600 y 250 ml de capacidad respectivamente, y de una báscula con una precisión en la medición de décimas de gramo.



Figura 3.1.4: Instrumental utilizado para la graduación de la cubeta del humidificador.

Dado que para el uso previsto del humidificador en la instalación se precisa que la resistencia esté completamente cubierta de agua, de modo que al calentarse esta se vaya incorporando vapor de agua al ambiente, se ha realizado la graduación de la cubeta desde los 1.5 litros, capacidad a partir de la cual se cumple la premisa de que la resistencia esté completamente cubierta.

Inicialmente se han pesado en vacío los vasos de precipitados. Conocida la densidad del agua  $1000 \text{ kg/m}^3$  se ha podido calcular de forma más precisa el volumen ocupado en la cubeta por el agua vertida en cada caso.

Mediante este procedimiento se ha graduado la cubeta desde los 1.5 litros mencionados anteriormente, hasta los 3 litros, en tramos de 0.5 litros.



*Figura 3.1.5: Cubeta del humidificador graduada.*

### 3.2. Adaptación del equipo para la toma de datos

En un comienzo, se situaron las sondas de medición de temperatura y humedad en los puntos anteriormente descritos dentro de la propia unidad de tratamiento de aire. Dichas sondas tienen un tiempo de encendido de 10 minutos, tras los cuales, de no haber interacción alguna con el dispositivo éstas se apagan automáticamente.

Este hecho forzó la necesidad de emplazar el display de las sondas en el exterior de la unidad, de forma que éstas fueran manipulables en todo momento y se pudieran realizar ensayos de la duración deseada, sin contar con la limitación temporal anteriormente descrita.

Para ello se realizaron 4 taladros en la parte posterior del equipo, a una altura de 24 cm con respecto a la base del túnel, emplazados en los mismos puntos que se describieron con anterioridad en el esquema de la instalación, esto es: antes del ventilador, después de la resistencia de precalentamiento, después del humidificador, y a la salida de la bomba de calor.



*Figura 3.2.1: Vista posterior de la instalación.*

### 3.3. Ensayos y mediciones

Con el fin de caracterizar el funcionamiento de la unidad de tratamiento de aire, se han realizado 10 ensayos, haciendo distintas combinaciones de activación o desactivación de los elementos de que dispone la unidad.

Se han registrado así los valores de temperatura y humedad medidos en las distintas sondas dispuestas a lo largo del equipo, transcurridos respectivamente 10 y 15 minutos desde la puesta en marcha de los correspondientes elementos.

Previamente a la realización de cada uno de estos ensayos se ha realizado un ensayo de referencia, que consiste en la medición de humedad y temperatura estando en funcionamiento únicamente el ventilador y la resistencia de precalentamiento, con el propósito de calcular con los datos medidos, el caudal de aire que circula por la instalación, al no disponerse de equipo de medida de este.

Los 10 ensayos realizados antes mencionados son los siguientes:

- 1- Ventilador y bomba de calor (modo Frío).
- 2- Ventilador y bomba de calor (modo Calor).

- 3- Ventilador y humidificador (con una cantidad determinada de agua, que permita la cobertura total de la resistencia del interior de la cubeta).
- 4- Ventilador, resistencia de precalentamiento y humidificador con agua.
- 5- Ventilador, resistencia de precalentamiento y bomba de calor (modo Frío).
- 6- Ventilador, resistencia de precalentamiento y bomba de calor (modo Calor).
- 7- Ventilador, humidificador con agua y bomba de calor (modo Frío).
- 8- Ventilador, humidificador con agua y bomba de calor (modo Calor).
- 9- Ventilador, resistencia de precalentamiento, humidificador con agua y bomba de calor (modo Frío).
- 10- Ventilador, resistencia de precalentamiento, humidificador con agua y bomba de calor (modo Calor).

Antes de escoger estos ensayos como representativos del funcionamiento de la unidad de tratamiento de aire, se realizaron otros tomando medidas cada minuto desde el arranque del equipo hasta el minuto 6, realizando igualmente distintas combinaciones de los elementos que estaban activos en cada momento. El objetivo de los mismos era el de observar el comportamiento del equipo, así como determinar de forma aproximada el tiempo que tardan en estabilizarse los valores de temperatura y humedad en los distintos puntos de medición.

Tras la realización de estos ensayos preliminares se observó que las variables seguían evolucionando sin estabilizarse hasta el minuto 6 en que se estaban registrando los valores, por lo que se determinó realizar la toma de datos transcurrido un tiempo mayor.

Existía también inicialmente la limitación del tiempo de encendido de las sondas. Al contar estas con un sistema de apagado automático transcurridos 10 minutos desde su activación sin manipulaciones, y estar el equipo de medición situado inicialmente en el interior del túnel, no era posible realizar ensayos de una duración superior a dichos 10 minutos, ya que no era posible acceder a las sondas durante la realización del ensayo.

Tras realizarse los taladros en la parte posterior del equipo para la colocación de las sondas desde el exterior del mismo, esta limitación desapareció, por lo que actualmente pueden llevarse a cabo ensayos de la duración que se desee, al poder actuar en todo momento sobre el equipo de medida.

En los ensayos realizados posteriormente, de 10 y 15 minutos de duración respectivamente, se ha observado también que existe aún una pequeña

evolución en las mediciones, aunque menos acusada que la que se veía a los 6 minutos. Por este motivo se ha decidido tomar como representativos los valores registrados a los 15 minutos.

Asimismo, se realizaron ensayos con distintas cantidades de agua en el humidificador, a fin de evaluar qué cantidad de agua era suficiente para realizar los correspondientes ensayos, de modo que pese al agua evaporada durante el proceso, la resistencia de la cubeta estuviera permanentemente cubierta de agua, permitiendo así la no interferencia del calor aportado por la misma directamente al ambiente (en vez de vapor) a la medición realizada por las sondas.

Se determinó así que 2,5 litros eran suficientes para que la resistencia permaneciera cubierta por agua durante todo el ensayo, de 15 minutos de duración.

### 3.4. Cálculos

El objetivo de los ensayos es realizar una evaluación energética de los mismos, por ello, tras la toma de datos, se han realizado una serie de cálculos a fin de caracterizar el comportamiento termodinámico de la unidad de tratamiento de aire, en función de los elementos puestos en funcionamiento en la misma.

Para la realización del estudio cuantitativo es necesario conocer la cantidad de aire que circula por la instalación, puesto que no hay un medidor directo de dicho flujo, se puede hacer un cálculo indirecto. De modo que en todos los ensayos se ha realizado una medición previa, teniendo en funcionamiento tan solo el ventilador y la resistencia de precalentamiento (que disipa una potencia conocida), a fin de calcular el flujo de aire seco que circula por la instalación.

Se ha elegido este elemento para hacer el cálculo ya que cuando el aire se calienta la humedad específica no varía y el balance de energía permite el cálculo del flujo conocidas la potencia calorífica disipada, junto con las medidas de temperatura y humedad relativa de la corriente de aire a la entrada y salida del aire a la sección de precalentamiento, tal y como se especifica más adelante.

Partiendo de esta base, una vez conocido el caudal de aire que circula por la instalación para cada experiencia, se realizarán una serie de cálculos específicos, en función de qué elemento esté activo.

A continuación se describen dichos cálculos:

### Cálculo del flujo de aire seco

Se realizará este cálculo para todos los ensayos, basándose en los datos medidos en el ensayo previo a la experiencia correspondiente, en el que solo estarán activos el ventilador y la resistencia de precalentamiento.

Para calcular el flujo de aire seco que circula por la unidad se aplica el primer principio a la sección de precalentamiento que se muestra esquemáticamente en la figura 3.4.1:

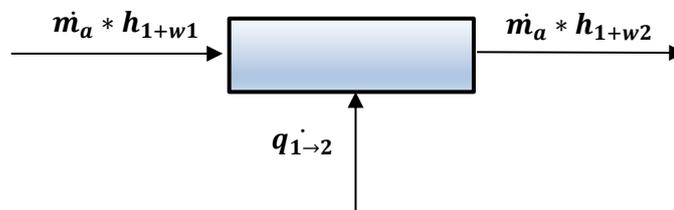


Figura 3.4.1: Diagrama de flujo de energía en la sección de precalentamiento.

De acuerdo con el Primer Principio:

$$\dot{q}_{1-2} = \dot{m}_a * (h_{1+w2} - h_{1+w1})$$

Ec. 1

Donde la potencia calorífica disipada por la resistencia es conocida e igual a 1 kW.

Para el cálculo de la entalpía específica del aire húmedo se utiliza la expresión:

$$h_{1+w_i} = c_{p_{aire}} * t_i + w_i * [r_0 + c_{p_{agua}} * t_i]$$

Ec. 2

Donde la temperatura  $t_i$  es el dato experimental y la humedad específica  $w_i$ , se calcula con la temperatura ( $t_i$ ) y la humedad relativa ( $\phi_i$ ) también medida:

$$w_i = 0.622 * \frac{P_{sat}(t_i)}{\frac{P}{\phi_i} - P_{sat}(t_i)}$$

Ec. 3

Se obtendrán los valores de la presión de saturación del agua  $P_{sat}(t_i)$  a partir de las tablas de agua saturada con el correspondiente valor de temperatura y, para

la presión absoluta se considerará 0.98 bar, como valor medio de presión medido en Valladolid, lugar en el que se realizaron los ensayos.

Cuando el aire húmedo se calienta, el contenido en agua no varía de modo que en este ensayo la humedad específica a la entrada y a la salida es la misma, por lo que el balance de energía se simplificaría de modo que:

$$q_{1 \rightarrow 2} = 1 \text{ kW} = \dot{m}_a * [c_{p_{aire}} * (t_2 - t_1) + w * c_{p_{agua}} * (t_2 - t_1)]$$

Despejando el caudal de la ecuación anterior:

$$\dot{m}_a = \frac{1}{(t_2 - t_1) * [c_{p_{aire}} + w * c_{p_{agua}}]}$$

Donde las capacidades caloríficas a presión constante para el aire seco y para el valor de agua se toman como:

$$c_{p_{aire}} = 1.004 \text{ kJ}/(\text{kg}^\circ\text{C})$$

$$c_{p_{agua}} = 1.86 \text{ kJ}/(\text{kg}^\circ\text{C})$$

Dado que se ha tomado este ensayo como referencia, y se ha repetido para cada una de las experiencias posteriores, se realizará este cálculo en todos los ensayos llevados a cabo para caracterizar el funcionamiento del equipo.

### **Bomba de calor (MODO FRÍO)**

Cuando el aire húmedo se enfría, a diferencia de lo descrito en el epígrafe anterior, es posible deshumidificarlo si se enfría por debajo de su temperatura de rocío. Por tanto, en el accionamiento de la bomba de calor en modo frío, será necesario cuantificar la cantidad de agua condensada así como el flujo de calor que se retira de la corriente de aire húmedo.

Para todos aquellos ensayos en los que la bomba de calor haya permanecido activa en modo frío en el transcurso de las mediciones, esto es, los ensayos 1, 5, 7 y 9, se realizarán los cálculos que se describen a continuación.

En la siguiente figura se muestra el diagrama de flujo másico a la bomba de calor activada en modo frío:

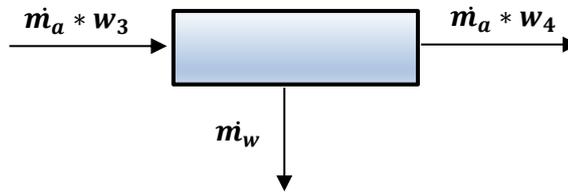


Figura 3.4.2.: Diagrama de flujo másico cuando la bomba de calor está en modo frío

### Cálculo del flujo de agua condensada durante el proceso de enfriamiento

Para ello se realiza un balance de materia al agua:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a * (w_4 - w_3)$$

Ec. 4

Donde:

$w_4$  = humedad específica correspondiente al punto de medida situado a la salida de la bomba de calor (punto 4).

$w_3$  = humedad específica correspondiente al punto de medida situado a la entrada a la bomba de calor (punto 3).

Empleando de nuevo la Ec.3, se calculan los valores de humedad específica antes y después de la bomba de calor, y dado que el caudal de aire es conocido al haber sido calculado previamente en el balance de energía a la resistencia de precalentamiento, se obtiene finalmente la cantidad de agua condensada en el proceso.

### Cálculo del flujo de calor retirado por la bomba de calor.

Para realizar el cálculo del flujo de calor retirado por la bomba de calor, se aplica el Primer Principio de la Termodinámica:

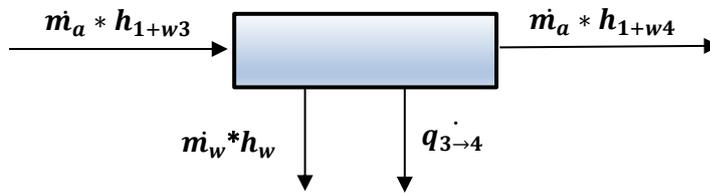


Figura 3.4.3.: Diagrama de flujo de energía con la bomba de calor en modo frío.

En base al diagrama de flujo de energía planteado, aplicando el Primer Principio de la Termodinámica, resulta la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 4} = \dot{m}_a * (h_{1+w3} - h_{1+w4}) - \dot{m}_w * h_w$$

Ec. 5

Dado que el valor de los flujos de aire y agua son conocidos, hay que calcular los valores de las distintas entalpías a fin de obtener el flujo de calor intercambiado.

Las entalpías específicas en los puntos 3 y 4 se calculan como se ha descrito con anterioridad utilizando las Ec.2 y Ec.3.

En lo que respecta a la entalpía del agua en estado líquido en las condiciones del punto correspondiente, se empleará la siguiente expresión:

$$h_{wi} = c_{p_{agua\ liq}} * t_i$$

Ec. 6

Donde:

$$c_{p_{agua\ liq}} = 4.19\ kJ/(kg^{\circ}C)$$

Puesto que se ha tomado como referencia de entalpía el agua líquida a la temperatura del punto triple del agua.

Tras sustituir los valores de las entalpías en la Ec.5, junto con los flujos de aire y agua respectivamente, se obtendría el valor del flujo de calor que retira la bomba de calor de la corriente de aire húmedo.

### Bomba de calor (MODO CALOR)

En todos aquellos ensayos en los que se haya activado la bomba de calor en modo calor, es decir, los ensayos 2, 6, 8 y 10, se realizarán los siguientes cálculos:

#### Cantidad de agua en el aire

El propósito de este cálculo es el de verificar que en efecto la humedad específica no ha variado entre los puntos 3 y 4, esto es, antes y después de la bomba de calor en modo calor, ya que entre dichos puntos está teniendo lugar un aporte de calor, por lo que no se produciría condensación ni hay tampoco incorporación de vapor al flujo de aire.

Para realizar este cálculo se plantea un balance de materia de la Ec.3, teniendo en este caso que obtenerse que el flujo de agua es nulo, al ser iguales las humedades específicas en 3 y 4.



Figura 3.4.4: Diagrama de flujo másico con la bomba de calor en modo calor

Empleando de nuevo la Ec.3, se calcularán los valores de las humedades específicas en los distintos puntos de medición en la instalación, comprobando la validez de las medidas dentro de la incertidumbre de las mismas.

#### Cálculo del flujo de calor intercambiado en la bomba de calor.

Para realizar el cálculo del flujo de calor intercambiado en la bomba de calor, se aplica el Primer Principio de la Termodinámica:

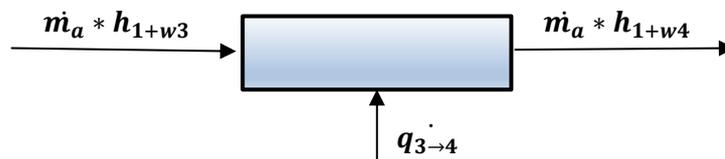


Figura 3.4.5: Diagrama de flujo de energía con la bomba de calor en modo calor.

En base al diagrama de flujo de energía anterior, aplicando el Primer Principio de la Termodinámica, se plantea la siguiente expresión:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 4} = \dot{m}_a * (h_{1+w4} - h_{1+w3})$$

Ec. 7

Se calculan las entalpías de aire húmedo en los puntos 3 y 4 aplicando como en el caso anterior las Ec.2 y Ec.3.

Con este balance se obtendría el flujo de calor que se hace llegar al aire procedente de la bomba de calor.

### Humidificador

El humidificador, permite aumentar el contenido en agua del aire y para ello se genera vapor de agua calentando el agua de la cubeta con la resistencia, modificándose tanto la temperatura como la humedad específica del aire a su paso por esta sección. En todos los ensayos en que el humidificador está en funcionamiento, esto es, 3, 4, 7, 8, 9 y 10, se realizarán los siguientes cálculos:

#### Cálculo de la cantidad de agua evaporada

Se realiza un balance de materia entre los puntos 2 y 3, esto es, antes y después del humidificador, a fin de calcular la cantidad de agua en forma de vapor que se ha incorporado al flujo de aire que circula por la instalación.

Dado que en cada ensayo se registra la cantidad de agua que se ha evaporado de la cubeta del humidificador, se puede comparar este valor medido experimentalmente, con el calculado en base a las mediciones realizadas.

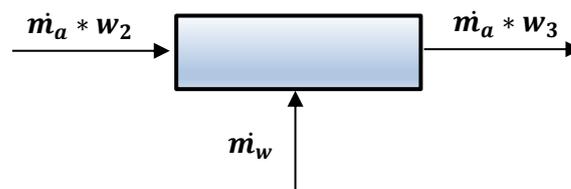


Figura 3.4.6: Diagrama de flujo másico al humidificador.

En base al diagrama de flujo planteado anteriormente, realizando un balance de materia al agua, se obtiene la expresión:

$$\dot{m}_a * w_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_a * w_3$$

Ec. 8

Como se ha realizado para los anteriores cálculos, se empleará la Ec.3 para realizar el cálculo de las humedades específicas para cada punto de medición.

El flujo de aire seco es conocido por haberse calculado en base a las mediciones realizadas en el ensayo de control.

### Cálculo del calor intercambiado entre 2 y 3

Para calcular el flujo de calor intercambiado en el proceso se evalúa planteando el balance de energía como se muestra esquemáticamente en el siguiente diagrama:

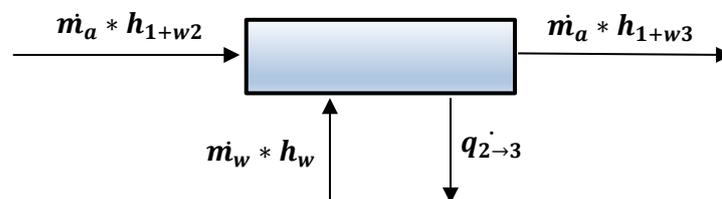


Figura 3.4.7: Diagrama de flujo de energía al humidificador.

En base al diagrama de flujo de energía planteado, aplicando el Primer Principio de la Termodinámica, se obtiene la siguiente expresión:

$$q_{2 \rightarrow 3} = m_a * (h_{1+w2} - h_{1+w3}) + m_w * h_w$$

Ec. 9

Se empleará como se ha descrito anteriormente, la Ec.2 para el cálculo de la entalpía del aire húmedo en los distintos puntos de medición.

Dado que en esta ocasión el flujo de agua se incorpora a la corriente que circula por la instalación mediante evaporación, es decir, en forma gaseosa, se calculará la entalpía del agua en forma de vapor en las condiciones del punto correspondiente, mediante la siguiente expresión:

$$h_w = r_0 + c_{p_{agua}} * t = 2682.28 \text{ kJ/kg}$$

Ec. 10

Donde:

$$c_{p_{agua}} = 1.86 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)}$$

Entalpía de vaporización del agua:  $r_0 = 2500 \text{ kJ/kg}$

$t = 98\text{ }^{\circ}\text{C}$  = temperatura de ebullición del agua para una presión ambiental de 0.98 bar.

También se puede obtener este valor de las tablas de agua saturada a  $P = 0,98$  bar en cuyo caso sería 2674 kJ/kg.

Dado que los flujos de aire y agua se han calculado anteriormente, sustituyendo los valores de las entalpías de aire húmedo en los puntos 2 y 3, y la entalpía del agua en forma de vapor, se obtiene el valor del flujo de calor intercambiado.

Se espera que dicho valor sea positivo, dado que en el diagrama de flujo de energía se indicó que el flujo de calor es saliente, esto es, se cede calor al ambiente, lo que demostraría que se trata de un proceso no adiabático.

### 3.5. Presentación de resultados

Como se dijo anteriormente, se realizaron para cada uno de los 10 ensayos llevados a cabo, la toma de datos en 2 instantes diferentes, a los 10 y a los 15 minutos desde el arranque del funcionamiento de la instalación.

Al observarse que a los 15 minutos las condiciones variaban con respecto a los 10 minutos, se decidió tomar como representativos los valores registrados a los 15 minutos, por estar más próximo al estado estacionario.

En todos los ensayos se ha registrado aproximadamente una presión ambiental de 0.98 bar.

### 3.5.1. ENSAYO 1: Ventilador y bomba de calor (modo Frío).

A continuación se presentan las mediciones registradas durante el ensayo previo (ventilador y resistencia de precalentamiento activos), así como las propiedades calculadas para dichas condiciones, esto es, presión de saturación y humedad específica:

*Tabla 1: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 1.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	28,5	19,9	19,8	21,6
Temperatura (°C)	21	26,3	26,4	26,2
Presión de saturación (bar)	0,0249	0,0343	0,0345	0,0340
w humedad específica	0,0045	0,0044	0,0044	0,0047

En base a estos datos, se realiza el cálculo del flujo de aire que circula por la instalación, mediante la aplicación de la Ec.1, obteniéndose:

$$\dot{m}_a = 0,1864 \text{ kg/s}$$

Las mediciones para el ensayo de ventilador y bomba de calor en modo frío, y las propiedades calculadas en base a dichos valores registrados son los siguientes:

*Tabla 2: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 1, con la bomba de calor activa (modo frío).*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	29,4	27,9	27,6	60,3
Temperatura (°C)	20,5	20,4	20,4	9,1
Presión de saturación (bar)	0,0241	0,0240	0,0240	0,0116
w humedad específica	0,0045	0,0043	0,0042	0,0045
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	32,0973	31,3366	31,2191	20,3545
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	39,8050

La entalpía del agua se ha calculado mediante la Ec.6, al tratarse de un proceso de enfriamiento.

Mediante el balance de materia al agua planteado en la Ec.4 se obtiene el flujo de agua condensada.

$$\dot{m}_w = 4,218 * 10^{-5} \text{ kg/s}$$

Este valor es tan pequeño debido a que en realidad, para las condiciones registradas en el ensayo, no se ha alcanzado la temperatura de rocío y no se ha producido por tanto condensación. Este valor no es nulo debido al error de medición de las sondas y los errores de cálculo.

Aplicando el Primer Principio de la Termodinámica, según la Ec. 5, se obtiene el valor del flujo de calor retirado por la bomba de calor:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 4} = 2,0235 \text{ kW}$$

El signo positivo es coherente con la suposición previa en el balance de un flujo de calor saliente.

### 3.5.2. ENSAYO 2: Ventilador y bomba de calor (modo Calor).

Las mediciones registradas en el ensayo de control (ventilador y resistencia de precalentamiento), junto a las propiedades calculadas son:

*Tabla 3: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 2.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	33,2	24,2	24	25,7
Temperatura (°C)	20,4	24,5	24,9	24,7
Presión de saturación (bar)	0,0240	0,0308	0,0315	0,0311
w humedad específica	0,0051	0,0048	0,0048	0,0051

El caudal de aire que circula por la instalación, aplicando la Ec. 1 es:

$$\dot{m}_a = 0,2408 \text{ kg/s}$$

Los datos registrados en el ensayo, ventilador y bomba de calor en modo calor activos, junto con las propiedades calculadas, son los siguientes:

*Tabla 4: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 2, con la bomba de calor activa (modo calor).*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	31,5	29,9	29,8	12,8
Temperatura (°C)	20,8	20,7	20,8	38,3
Presión de saturación (bar)	0,0246	0,0244	0,0246	0,0674
w humedad específica	0,0050	0,0047	0,0047	0,0055
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	33,4605	32,6427	32,7766	50,4995
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	-

Al no haber aporte de agua en este ensayo, ni por evaporación ni por condensación, no se calcula entalpía del agua. No hay por tanto flujo de agua condensada o evaporada,

Para demostrar esto, ha de darse la circunstancia de que las humedades específicas sean iguales en los puntos 3 y 4, algo que no ocurre como puede verse en la tabla anterior.

Dada la baja exactitud de medida de las sondas en cuanto a humedad ( $\pm 3\%$ ), y la sensibilidad de este parámetro a los cambios del entorno, se descarta la medida de humedad relativa de la sonda 4, dado que hay mayor coherencia entre las sondas 1,2 y 3, calculándose la entalpía de la corriente en el estado 4 con la humedad específica de la corriente en 3.

Aplicando la Ec.7 se calcula el flujo de calor intercambiado entre 3 y 4; con los valores del punto 3 ya corregidos resulta:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 4} = 4,2743 \text{ kW}$$

El flujo de calor positivo indica que se ha producido una ganancia de energía en el sistema, es decir, un calentamiento, que resulta coherente con el modo de accionamiento de la bomba de calor.

### 3.5.3. ENSAYO 3: Ventilador y humidificador (con 2.5 litros de agua)

Los datos correspondientes a las mediciones y cálculos de propiedades realizados para el ensayo inicial (ventilador y resistencia de precalentamiento) son los siguientes:

*Tabla 5: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 3.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	26,7	20,1	20,7	21,7
Temperatura (°C)	20,1	23,9	24,1	24,1
Presión de saturación (bar)	0,0235	0,0297	0,0300	0,0300
w humedad específica	0,0040	0,0038	0,0040	0,0042

El caudal de aire que circula por la instalación, aplicando la Ec. 1 es:

$$\dot{m}_a = 0,2603 \text{ kg/s}$$

A continuación se muestran las mediciones registradas durante el ensayo con el ventilador y el humidificador con 2,5 litros activos, y las propiedades calculadas:

*Tabla 6: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 3, con el humidificador en activo.*

	Sonda 1	Sonda 2 (inicio)	Sonda 3 (fin)	Sonda 4
Humedad relativa (%)	34,4	31,9	83,4	57,9
Temperatura (°C)	19,5	20,5	24,6	21,7
Presión de saturación (bar)	0,0227	0,0241	0,0310	0,0260
w humedad específica	0,0050	0,0049	0,0168	0,0097
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	32,2425	33,0842	67,5514	46,4202
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	-

Dado que para el caso de este ensayo el aporte de agua a la corriente de aire húmedo que circula por la instalación proviene del vapor de agua resultante de la ebullición del agua de la cubeta del humidificador. Se calculará la entalpía

del vapor de agua a una temperatura de 98°C (a la cual hierve el agua para una presión ambiental del 0.98 bar), según la Ec.10.

$$h_w = 2682,28 \text{ kJ/kg}$$

Se tomará este valor de la entalpía del agua para todos los ensayos en que el humidificador esté activo.

Aplicando el balance de materia planteado en la Ec.8 se obtiene el flujo de agua evaporada en el humidificador:

$$\dot{m}_w = 0,0031 \text{ kg/s}$$

Mediante la aplicación del Primer Principio de la Termodinámica como se ha planteado en la Ec.9 se obtiene el flujo de calor entre 2 y 3:

$$\dot{q}_{2 \rightarrow 3} = -0,6581 \text{ kW}$$

Dado que en el balance planteado en la Ec.9 se había considerado este flujo de calor como saliente con respecto a la instalación (como pérdidas al ambiente), el signo negativo indica que el flujo sería entrante.

Esto se explica por el hecho de que, aunque la resistencia del humidificador permanezca cubierta de agua durante todo el ensayo, la propia cubeta metálica del humidificador, se calienta a medida que la resistencia y el agua que contiene lo hacen, y dado que las superficies exteriores de la cubeta están en contacto con el flujo de aire que circula por la instalación, lo calientan.

Están teniendo pues lugar dos procesos simultáneos: humidificación mediante la incorporación de vapor de agua, y calentamiento del aire.

Así pues, mediante el balance realizado entre 2 y 3 se ha cuantificado el flujo de calor incorporado de forma indirecta, o no deseada, por el calentamiento de la cubeta del humidificador, es por esto que su sentido es de “entrada”, al tratarse de una ganancia de energía del sistema, contrariamente a lo que se había planteado en el diagrama de flujo de energía al humidificador.

Se ha observado este mismo fenómeno en todos los ensayos en los que el humidificador está activo.

Dado que en este ensayo no está activa la bomba de calor, y no hay por tanto contribuciones externas de energía al sistema entre los puntos 3 y 4, se plantea el cálculo del flujo de energía entre dichos puntos:

$$\dot{m}_a * h_{1+w3} = \dot{m}_a * h_{1+w4} + \dot{q}_{3 \rightarrow 4}$$

*Ec. 11*

Despejando el flujo de calor y sustituyendo los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 4} = 5,5004 \text{ kW}$$

Al haberse considerado en la Ec.11 el flujo de calor saliente del sistema, el valor positivo obtenido confirma este hecho, es decir, se han producido pérdidas entre los puntos 3 y 4, lo que demuestra que se trata de un sistema no adiabático.

### 3.5.4. ENSAYO 4: Ventilador, resistencia de precalentamiento y humidificador (con 2.5 litros de agua).

Los valores registrados en el ensayo previo (ventilador y resistencia de precalentamiento activos) junto a las propiedades calculadas son:

*Tabla 7: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 4.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	27,6	20,2	20,8	22,2
Temperatura (°C)	23,7	27,8	28,1	27,9
Presión de saturación (bar)	0,0293	0,0374	0,0381	0,0376
w humedad específica	0,0052	0,0048	0,0051	0,0053

Aplicando la Ec.1 se calcula el flujo de aire que circula por la instalación:

$$m_a = 0,2408 \text{ kg/s}$$

A continuación se muestran las mediciones correspondientes al ensayo en el que estaban activos el ventilador, la resistencia de precalentamiento y el humidificador con 2,5 litros de agua en su interior, junto a las propiedades calculadas:

*Tabla 8: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 4, con el precalentamiento y el humidificador en activo.*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	38	26,1	64,5	42,6
Temperatura (°C)	23,9	28,6	32,4	29,7
Presión de saturación (bar)	0,0297	0,0392	0,0487	0,0418
w humedad específica	0,0072	0,0066	0,0206	0,0115
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	42,4238	45,4636	85,2621	59,2011
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	-

De nuevo el valor de la entalpía del agua es el correspondiente a la Ec.10, al tratarse de agua en estado gaseoso, procedente de la evaporación del agua de la cubeta del humidificador.

Se calcula el caudal de agua evaporada en el humidificador mediante la Ec.8:

$$\dot{m}_w = 0,0034 \text{ kg/s}$$

Aplicando la Ec.9 se calcula el flujo de calor entre 2 y 3:

$$\dot{q}_{2 \rightarrow 3} = -0,5174 \text{ kW}$$

Al igual que ocurría en el ensayo 3, el valor negativo de este flujo de calor, que se había considerado saliente (pérdidas), se debe al calentamiento del aire que tiene lugar en el humidificador, al estar la cubeta del mismo caliente.

Aplicando la Ec.11 se calcula el flujo de energía entre los puntos 3 y 4, entre los cuales, al igual que en el ensayo anterior, no hay ningún elemento de la instalación activo:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 4} = 6,2755 \text{ kW}$$

El valor positivo de este flujo considerado saliente en la Ec.11, refleja las pérdidas producidas entre los puntos 3 y 4; cesión de energía en forma de calor al ambiente.

### 3.5.5. ENSAYO 5: Ventilador, resistencia de precalentamiento y bomba de calor (modo Frío).

Los valores registrados en el ensayo previo (ventilador y resistencia de precalentamiento activos) junto a las propiedades calculadas son los siguientes:

*Tabla 9: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 5.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	16,0	14,3	14,3	19,7
Temperatura (°C)	21,2	25,8	25,8	25,5
Presión de saturación (bar)	0,0252	0,0333	0,0333	0,0327
w humedad específica	0,0026	0,0030	0,0030	0,0041

Aplicando la Ec.1 se calcula el flujo de aire que circula por la instalación:

$$\dot{m}_a = 0,2153 \text{ kg/s}$$

Las mediciones realizadas durante el ensayo en que estuvieron activos el ventilador, la resistencia de precalentamiento y la bomba de calor en modo frío, junto a las propiedades calculadas, son los siguientes:

*Tabla 10: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 5, con el precalentamiento y la bomba de calor en activo en modo frío.*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	18,7	13,9	13,8	35,8
Temperatura (°C)	22,3	26,6	26,7	12,4
Presión de saturación (bar)	0,0269	0,0349	0,0351	0,0144
w humedad específica	0,0032	0,0031	0,0031	0,0033
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	30,5596	34,5847	34,6748	20,7487
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	51,9560

Aunque se trata de un proceso de enfriamiento, a la vista de los valores de la humedad específica, que se mantienen constantes dentro de los errores experimentales, la cantidad de calor retirada no es suficiente como para provocar la condensación del agua.

El flujo de calor retirado por la bomba de calor se calcula mediante la Ec.5, donde se desprecia el término del agua condensada:

$$q_{3 \rightarrow 4} = 2,9983 \text{ kW}$$

### 3.5.6. ENSAYO 6: Ventilador, resistencia de precalentamiento y bomba de calor (modo Calor).

Los valores registrados en el ensayo previo (ventilador y resistencia de precalentamiento activos), junto a las propiedades calculadas para dichos valores, son los siguientes:

*Tabla 11: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 6.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	16,0	14,3	14,3	19,7
Temperatura (°C)	21,2	25,8	25,8	25,5
Presión de saturación (bar)	0,0252	0,0333	0,0333	0,0327
w humedad específica	0,0026	0,0030	0,0030	0,0041

Se calcula el flujo de aire que circula por la instalación aplicando la Ec.1:

$$\dot{m}_a = 0,2153 \text{ kg/s}$$

A continuación se muestran las medidas registradas durante el ensayo en el que permaneció activo el ventilador, la resistencia de precalentamiento y la bomba de calor en modo calor, junto a las propiedades calculadas:

*Tabla 12: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 6, con el precalentamiento y la bomba de calor en activo en modo calor.*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	18,5	13,5	13,5	6,5
Temperatura (°C)	22,7	27	27,2	44,8
Presión de saturación (bar)	0,0276	0,0357	0,0361	0,0950
w humedad específica	0,0033	0,0031	0,0032	<b>0,0039</b>
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	31,0768	34,9408	35,2382	<u>53,0103</u>
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	-

Como se vió en el ensayo 2, el valor de la humedad específica registrado en el punto 4 no es coherente con los resultados esperados, esto es, con este valor calculado la humedad específica en 4 no coincidiría con la del punto 3

(mientras que los valores de 1 y 2 se asemejan más al calculado en 3 dentro de los errores experimentales), lo cual no tiene sentido al tratarse de un proceso de calentamiento y sin incorporación de agua. Para el cálculo de la cantidad de calor aportada por la bomba de calor, se ha descartado el valor de la humedad específica calculado para el punto 4, y consecuentemente se ha calculado la entalpía específica del aire húmedo en 4 con la humedad específica en 3 (valor subrayado en la tabla).

Aplicando la Ec.7 se calcula el flujo de calor intercambiado entre 3 y 4 (valor calculado con los datos del punto 4 corregidos):

$$q_{3 \rightarrow 4} = 3,8266 \text{ kW}$$

Este sería el flujo de calor que aporta la bomba de calor a la corriente de aire húmedo.

### 3.5.7. ENSAYO 7: Ventilador, humidificador con agua y bomba de calor (modo Frío).

Los valores registrados en el ensayo previo, con ventilador y resistencia de precalentamiento activos, y las propiedades calculadas, son los siguientes:

*Tabla 13: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 7.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	27,6	20,2	20,8	22,2
Temperatura (°C)	23,7	27,8	28,1	27,9
Presión de saturación (bar)	0,0293	0,0374	0,0381	0,0376
w humedad específica	0,0052	0,0048	0,0051	0,0053

Aplicando la Ec.1 se calcula el flujo de aire que circula por la instalación:

$$m_a = 0,2408 \text{ kg/s}$$

A continuación se muestran los valores registrados durante el ensayo en que estuvieron activos el ventilador, el humidificador con 2,5 litros de agua y la bomba de calor en modo frío, junto a las propiedades calculadas:

*Tabla 14: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 7, con el humidificador y la bomba de calor en activo en modo frío.*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	35,2	32,5	72,6	81,2
Temperatura (°C)	21,6	22,7	26,4	12,9
Presión de saturación (bar)	0,0258	0,0276	0,0345	0,0149
w humedad específica	0,0058	0,0057	0,0163	0,0078
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	36,4792	37,4052	68,0374	32,5424
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	54,0510

En este caso y en los siguientes ensayos, se evaluará por separado lo que ocurre en el humidificador y posteriormente en la bomba de calor.

Aplicando la Ec.8, es decir, el balance de materia al agua en la sección de humidificación (proceso de 2 a 3), se calcula el flujo de agua evaporada en el humidificador e incorporada al flujo de aire que circula por la instalación:

$$m_w \dot{evap} = 0,0025 \text{ kg/s}$$

Mediante el balance de energía (Ec.9) se calcula el flujo de calor cedido al ambiente entre 2 y 3:

$$q_{2 \rightarrow 3} = -0,5659 \text{ kW}$$

Como se ha comentado en los anteriores ensayos en los que el humidificador estaba activo, el valor negativo de este flujo de energía, considerado como saliente del sistema en el balance y atribuido a unas pérdidas de calor hacia el ambiente, resulta de signo contrario al esperado, puesto que como ya se indicó hay un calentamiento adicional del aire que tiene lugar al estar la cubeta del humidificador dentro del túnel de la instalación.

En lo que respecta a la bomba de calor, aplicando el balance de materia al agua (Ec.4) se calcula el flujo de agua condensada en la sección de enfriamiento (proceso de 3 a 4):

$$m_w \dot{condens} = 0,0021 \text{ kg/s}$$

El flujo de calor retirado por la bomba de calor se calcula mediante la Ec.5:

$$q_{3 \rightarrow 4} = 8,4340 \text{ kW}$$

El signo del flujo calor intercambiado es positivo porque ya se ha asignado a priori en el balance un sentido de salida puesto que la bomba de calor actúa en modo frío.

### 3.5.8. ENSAYO 8: Ventilador, humidificador con agua y bomba de calor (modo Calor).

Los valores registrados en el ensayo previo (ventilador y resistencia de precalentamiento activos), junto con las propiedades calculadas, se muestran en la tabla siguiente:

*Tabla 15: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 8.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	27,6	20,2	20,8	22,2
Temperatura (°C)	23,7	27,8	28,1	27,9
Presión de saturación (bar)	0,0293	0,0374	0,0381	0,0376
w humedad específica	0,0052	0,0048	0,0051	0,0053

Aplicando la Ec.1 se calcula el flujo de aire que circula por la instalación:

$$\dot{m}_a = 0,2408 \text{ kg/s}$$

En lo que respecta a los valores medidos durante el ensayo en el que estuvieron activos el ventilador, el humidificador con 2,5 litros de agua y la bomba de calor en modo calor, junto a las propiedades calculadas en base a dichos valores, se muestran en la tabla siguiente:

*Tabla 16: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 8, con el humidificador y la bomba de calor en activo en modo calor.*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	41,6	37,8	96,2	24,6
Temperatura (°C)	20,4	21,2	25,3	39,3
Presión de saturación (bar)	0,0240	0,0252	0,0323	0,0712
w humedad específica	0,0064	0,0061	0,0204	0,0113
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	36,7217	36,7861	54,2349	68,5857
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	-

En este ensayo se observa que, tras el paso de la corriente de aire por el humidificador, la humedad relativa medida para el estado 3 está fuera del

rango de medida del termohigrómetro y los valores calculados de la humedad específica en el estado 3 no serían coherentes con los calculados para el punto 4, puesto que en este ensayo de 3 a 4 se calienta la corriente de aire por lo que la humedad específica debería permanecer constante. Para este caso, a la hora de realizar los cálculos se ha descartado la medida de humedad relativa en el estado 3 y se ha tomado para el cálculo de la entalpía específica del punto 3, la humedad específica del punto 4, por lo que este “valor corregido” es el que figura en la tabla. En lo que respecta al humidificador, se calcula el flujo de agua evaporada en el mismo que se ha incorporado a la corriente que circula por la instalación, mediante la aplicación de la Ec.8:

$$m_w \dot{m}_{evap} = 0,0013 \text{ kg/s}$$

Se evalúa el flujo de energía entre 2 y 3 mediante el balance de energía (Ec. 9):

$$q_{2 \rightarrow 3} = -0,7147 \text{ kW}$$

Al igual que en los anteriores ensayos en los que el humidificador estaba activo, el valor negativo de este flujo de energía, considerado saliente del sistema, se debe al calentamiento del aire que tiene lugar al estar la cubeta del humidificador dentro del túnel de la instalación.

Aplicando la Ec.7 se calcula el flujo de calor intercambiado entre 3 y 4:

$$q_{3 \rightarrow 4} = 3,4553 \text{ kW}$$

El signo positivo del flujo de calor indica que se ha producido una ganancia de energía, es decir, un calentamiento.

**3.5.9. ENSAYO 9:** Ventilador, resistencia de precalentamiento, humidificador con agua y bomba de calor (modo Frío).

Los valores registrados en el ensayo previo, con ventilador y resistencia de precalentamiento activos, y las propiedades calculadas, son los siguientes:

*Tabla 17: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 9.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	28,7	21,3	22	23,5
Temperatura (°C)	21	25,3	25,2	25,1
Presión de saturación (bar)	0,0249	0,0323	0,0321	0,0319
w humedad específica	0,0046	0,0044	0,0045	0,0048

Aplicando la Ec.1 se calcula el flujo de aire que circula por la instalación:

$$m_a = 0,2298 \text{ kg/s}$$

En la siguiente tabla se muestran los valores medidos durante el ensayo en el que estuvieron activos el ventilador, la resistencia de precalentamiento, el humidificador con 2,5 litros de agua y la bomba de calor en modo frío, junto con las propiedades calculadas en base a dichos valores:

*Tabla 18: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 9, con el precalentamiento, el humidificador y la bomba de calor en activo en modo frío.*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	34,7	26,6	88,4	77,2
Temperatura (°C)	19,6	24,1	28,9	13,7
Presión de saturación (bar)	0,0228	0,0300	0,0399	0,0157
w humedad específica	0,0051	0,0051	0,0232	0,0078
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	32,5352	37,2098	88,2675	33,3968
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	57,4030

Evaluando mediante la Ec.8 se obtiene el valor del flujo de agua evaporada en el humidificador:

$$m_w \dot{evap} = 0,0042 \text{ kg/s}$$

Aplicando la Ec.9 se calcula el flujo de calor entre 2 y 3:

$$q_{2 \rightarrow 3} = -0,5836 \text{ kW}$$

Al igual que en los anteriores ensayos en los que el humidificador estaba activo, el valor negativo de este flujo de energía, considerado saliente del sistema, se debe al calentamiento del aire que tiene lugar al estar la cubeta del humidificador dentro del túnel de la instalación.

Dado que en este ensayo la bomba de calor está activa en modo frío, se empleará la Ec.6 para calcular la entalpía del agua en estado líquido, en las condiciones del punto 4 que figura en la tabla anterior.

Aplicando la Ec.4 se obtiene la cantidad de agua condensada entre 3 y 4:

$$m_w \dot{condens} = 0,0035 \text{ kg/s}$$

Mediante la Ec.5 se calcula el flujo de calor retirado por la bomba de calor:

$$q_{3 \rightarrow 4} = 12,4037 \text{ kW}$$

El signo positivo del flujo de calor indica que sale del sistema, al haberse considerado saliente en el diagrama de flujo de energía planteado anteriormente, lo que implica que se ha producido un enfriamiento.

**3.5.10. ENSAYO 10:** Ventilador, resistencia de precalentamiento, humidificador con agua y bomba de calor (modo Calor).

Los valores registrados en el ensayo previo, con ventilador y resistencia de precalentamiento activos, y las propiedades calculadas, son los siguientes:

*Tabla 19: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo de referencia con el precalentamiento activo. Ensayo 10.*

	Sonda 1 (inicio)	Sonda 2 (fin)	Sonda 3	Sonda 4
Humedad relativa (%)	29,1	21,2	21,7	23,1
Temperatura (°C)	21	25,3	25,6	25,3
Presión de saturación (bar)	0,0249	0,0323	0,0329	0,0323
w humedad específica	0,0046	0,0044	0,0046	0,0048

Aplicando la Ec.1 se calcula el flujo de aire que circula por la instalación:

$$m_a = 0,2298 \text{ kg/s}$$

A continuación se muestran los valores medidos durante el ensayo en que estuvieron activos el ventilador, la resistencia de precalentamiento, el humidificador con 2,5 litros de agua y la bomba de calor en modo calor, junto con las propiedades calculadas en base a dichos valores:

*Tabla 20: Condiciones y propiedades del aire húmedo en los puntos de medida de la instalación para el ensayo 10, con el precalentamiento, el humidificador y la bomba de calor en activo en modo calor.*

	Sonda 1	Sonda 2	Sonda 3 (inicio)	Sonda 4 (fin)
Humedad relativa (%)	30,3	23,6	80,1	17,8
Temperatura (°C)	21,8	25,5	29,8	43,8
Presión de saturación (bar)	0,0261	0,0327	0,0420	0,0906
w humedad específica	0,0051	0,0049	0,0221	0,0104
$h_{(1+w)}$ entalpía del aire húmedo (kJ/kg)	34,7621	38,1665	<u>56,5216</u>	70,8487
$h_w$ entalpía del agua (kJ/kg)	-	-	-	-

Como ha ocurrido en el ensayo 8 descrito anteriormente, en la tabla anterior se muestra el valor corregido de la entalpía específica del aire húmedo en el punto 3, descartando la medida de humedad relativa del punto 3.

En este caso, aunque el termohidrómetro no está fuera del límite de medida, los valores obtenidos de las propiedades del punto 3 carecían de significado físico al observar el valor de dichas propiedades en el estado 4. Por tanto, se tomó como bueno el valor de la humedad específica del punto 4 puesto que entre los puntos 3 y 4 no se ha producido modificación del contenido en agua del aire al tratarse de un calentamiento.

Evaluando, mediante el balance de materia al agua (Ec.8), el valor del flujo de agua evaporada en el humidificador se obtiene:

$$m_w \dot{evap} = 0,0013 \text{ kg/s}$$

Aplicando posteriormente la Ec.9 (Primer Principio) se calcula el flujo de energía en forma de calor puesto en juego entre 2 y 3:

$$q_{2 \rightarrow 3} = -0,8414 \text{ kW}$$

Al igual que en los anteriores ensayos en los que el humidificador estaba activo, el valor negativo de este flujo de energía, considerado saliente del sistema, se debe al calentamiento del aire que tiene lugar al estar la cubeta del humidificador dentro del túnel de la instalación.

Finalmente, aplicando de nuevo el balance de energía mediante la Ec.5 se calcula el flujo de calor incorporado a la corriente de aire húmedo entre 3 y 4:

$$q_{3 \rightarrow 4} = 3,2919 \text{ kW}$$

### 3.6. Propuestas de trabajos prácticos

Se ha elaborado un guion de prácticas para los alumnos que empleen la Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) como equipo experimental en el laboratorio de la Escuela de Ingenierías Industriales.

En el mismo se proponen en primer lugar los objetivos cuya consecución se persigue con la realización de la práctica.

A continuación, una breve explicación teórica respecto a los procesos de tratamiento de aire, su finalidad, y su medio de realización, esto es, el aire húmedo. Se han presentado también las variables psicrométricas, algunas de las cuales será necesario calcular para la obtención de los resultados pedidos.

Se ha incluido una plantilla de resultados a rellenar por el alumno, para cada uno de los 4 ensayos propuestos.

Finalmente se han incluido una serie de cuestiones prácticas, que los alumnos tendrán que responder realizando los cálculos pertinentes en base a los datos medidos experimentalmente durante los ensayos.

Al haber trabajado con el equipo, y conocer por tanto sus limitaciones y las imprecisiones propias de una medición experimental, se han incluido consejos a modo de guía que faciliten la interpretación por parte de los alumnos de los resultados obtenidos.

El guion de prácticas completo se encuentra en los documentos anexos al Trabajo Fin de Grado.

## CAPÍTULO 4: PROPUESTAS DE MEJORA DEL EQUIPO

Tras trabajar con el equipo y observar su funcionamiento, se han detectado varios aspectos de mejora que, de aplicarse en la instalación cambiarían susceptiblemente la calidad de las mediciones registradas en la misma.

Se detallan a continuación diversas propuestas a implantar en la Unidad de Tratamiento de Aire (UTA).

### 4.1. Medidor de caudal

Actualmente, al no disponerse de un equipo específico de medida del flujo de aire que circula por la instalación, se calcula este valor mediante la aplicación del Primer Principio de la Termodinámica a la resistencia de precalentamiento, de potencia disipada conocida.

En el caso de contar con un caudalímetro, se tendría un valor más fiable del flujo de aire, al eliminar la contribución de los errores de cálculo y la incertidumbre de las mediciones en temperatura y humedad. Ello permitiría también evaluar las pérdidas en el equipo teniendo un dato de referencia.

Se proponen a continuación dos medidores de caudal, de distintos fabricantes, aptos para su instalación en la Unidad de Tratamiento de Aire.

#### 4.1.1. Caudalímetro WIKA

La primera propuesta es el caudalímetro modelo A2G-25 de la marca Wika. Está concebido para medir caudales de medios gaseosos en sistemas de ventilación y climatización.



Figura 4.1.1.1: Caudalímetro modelo A2G-25, fabricante WIKA

La medición del caudal se lleva a cabo determinando la presión diferencial y multiplicando por un factor K, que depende del ventilador utilizado, o en el caso de utilizar sondas de medición de tubo o conducto, del tamaño y cantidad de la sonda. Los factores K de todos los ventiladores radiales de los fabricantes habituales ya están programados en el menú del modelo A2G-25.

Cuenta con un indicador LCD y una clara guía de menús que permiten una puesta en marcha sencilla y rápida. No requiere mantenimiento y tiene una presión de trabajo máxima de 20 kPa.

La presión diferencial medida se representa también en el indicador LCD y también se transfiere mediante las señales de salida analógicas y digitales, por lo que en un solo instrumento se dispondrá de dos mediciones.

El modelo A2G-25 permite medir caudales de hasta 200.000 m<sup>3</sup>/h y presiones diferenciales de hasta 7.000 Pa.

Este caudalímetro ha de emplearse acompañado de una sonda de medición, como es la A2G-FM también fabricada por Wika, diseñada para medir velocidades de aire y caudales en sistemas de ventilación y climatización.

Está disponible en dos versiones diferentes, R para tubos de ventilación circulares, y L para conductos de ventilación rectangulares. Será esta última la que interese para su uso en la Unidad de Tratamiento de Aire.



Figura 4.1.1.2: Sonda de medición modelo A2G-FM, fabricante WIKAI

La sonda mide basándose en el principio del tubo de Pitot; se mide la presión total y de la presión estática del caudal de aire. La diferencia de estas presiones es la presión dinámica, a partir de la cual se obtiene la velocidad del aire y el caudal.

Tiene una exactitud de  $\pm 2\%$ , y trabaja en unos rangos de temperatura comprendidos entre  $5^{\circ}\text{C}$  y  $95^{\circ}\text{C}$  y  $0\%$  y  $95\%$  de humedad relativa, por lo que se adapta a las condiciones que se dan en la instalación.

Al utilizar el caudalímetro A2G-25 en combinación con la sonda de medición A2G-FM o con otro ventilador con factor K se pueden realizar entradas de forma rápida y sencilla en el menú del instrumento.

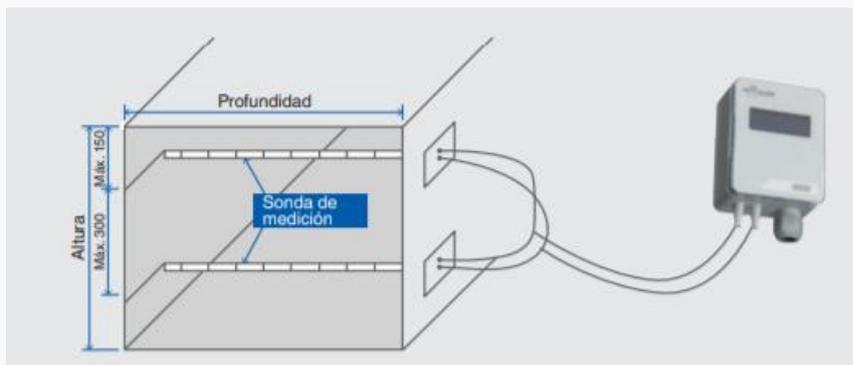


Figura 4.1.1.3: Versión L de la sonda A2G-FM, para conductos de ventilación rectangulares

#### 4.1.2. Caudalímetro PCE

La segunda propuesta es el caudalímetro con sonda flexible, modelo PCE-TA 30 de la marca PCE. Está concebido para medir la velocidad, el caudal y la temperatura del aire.

El equipo consta de una sonda anemométrica flexible de una longitud de 40 cm, que permite medir en lugares de difícil acceso, una pantalla LCD con indicación simultánea de la velocidad y la temperatura del aire, así como los valores máximo y mínimo, y 4 teclas de selección.



Figura 4.1.2.1: Caudalímetro de sonda flexible modelo PCE-TA 30, fabricante PCE.

Cuenta con un sistema de desconexión automática a los 5 minutos desde su encendido a fin de impedir la descarga rápida de la batería (alimentado con 1 pila de 9 V).

En cuanto a especificaciones técnicas, la sonda es capaz de medir la velocidad del aire desde 0 a 30 m/s, con una precisión de  $\pm 3\% \pm 0,2$  y una resolución de 0,01 m/s. Las condiciones ambientales de funcionamiento del anemómetro son de 0°C a 40°C de temperatura, y hasta un 95% de humedad relativa.

El rango de medición del caudal, en ft<sup>3</sup>/min es de 0 a 999,900, con una resolución de 0,1 ft<sup>3</sup>/min.

En cuanto a la temperatura, aunque para el uso que se va a hacer de este equipo no sería en principio necesario, mide en un rango de -10 a 60°C, con una resolución de 0,1 y una precisión de  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ .

Cuenta con un peso de 257 g, y está a la venta por 79,74 € IVA incluido.

## 4.2. Variador de velocidad del ventilador

La instalación actual cuenta con un único modo de funcionamiento del ventilador, on/off. Al poder regular la velocidad de éste, podrá introducirse una variable más a tener en cuenta a la hora de buscar el óptimo de funcionamiento de la Unidad de Tratamiento de Aire, y permitirá realizar estudios más completos del comportamiento del aire en la instalación también en función de su velocidad.

Se proponen a continuación dos variadores de velocidad, de distintos fabricantes, aptos para su instalación en la Unidad de Tratamiento de Aire:

### 4.2.1. Controlador de velocidad de ventilador United Automation

La primera propuesta en cuanto a variadores de velocidad del ventilador, es el controlador de velocidad VAC2-15E de 15A, 110 V, fabricado por United Automation.



*Figura 4.2.1.1: Controlador de velocidad de ventiladores VAC2-15E, fabricado por United Automation.*

Se trata de un regulador de ángulo de fase variable, concebido para cargas inductivas accionadas por la red eléctrica monofásica de 230 V ó 110 V de hasta 15 A, como motores de inducción, ventiladores y bombas. Suministra salidas de tensión ajustables desde cero al 98%.

Cuenta con un ajustador de velocidad mínima, situado en la parte posterior, que permite establecer un nivel de tensión de salida mínimo a fin de evitar accionar el motor a una velocidad demasiado baja. Dispone también de una red de amortiguador RC integral para controlar cargas inductivas.

Está a la venta por 70,39 € IVA incluido.

#### 4.2.2. Controlador de velocidad de ventilador ebm-papst

La segunda propuesta en lo que se refiere a variadores de velocidad, es el modelo REE10, fabricado por ebm-papst de corriente máxima de 1A y 230V de tensión de alimentación.



Figura 4.2.2.1: Controlador de velocidad de ventiladores REE10, fabricado por ebm-papst.

Este variador de velocidad dispone de un controlador giratorio manual que le permite cambiar la velocidad del ventilador del mínimo a 100%, y de un interruptor de conexión / desconexión.

Cuenta con un valor de preajuste interno regulable para velocidad mínima, preconfigurado de fábrica al 20%.

Ha de situarse este variador en una una ubicación seca y protegida, por lo que habrá de tenerse en cuenta este condicionante a la hora de incorporarse a la instalación.

Su precio de venta es de 81,61 € con IVA incluido.

### **4.3. Mejora del aislamiento del equipo**

La instalación cuenta en la actualidad con 5 accesos desde el exterior, que van fijados a la instalación mediante 2 tornillos de cabeza mariposa y apoyan sobre un pequeño marco sobre la misma.

Esta fijación no es estanca, por lo que existen pérdidas durante el funcionamiento del equipo, que podrían minimizarse mediante la aplicación de un sellador en ambos lados de la unión.

Por otro lado, las perforaciones que se han realizado para la colocación de las sondas de temperatura y humedad en el exterior del equipo, también representan puntos de pérdida de carga y energía, por lo que, al igual que en los accesos, habría de aplicarse un sellador en el perímetro de cada perforación a modo de asiento de las sondas para minimizar en la medida de lo posible las fugas.

### **4.4. Mejora del sistema de incorporación de vapor**

Dado que, como ha podido comprobarse experimentalmente, la presencia de la cubeta del humidificador altera el proceso, suponiendo además de un aporte de vapor de agua un calentamiento del aire, cabría la posibilidad de plantearse situar en el exterior de la instalación el humidificador y conducir únicamente el vapor al interior de la misma.

Ya que esta solución conllevaría realizar nuevas perforaciones en la unidad, podría contemplarse como solución alternativa el recubrimiento exterior de la cubeta del humidificador con un material aislante, que reduzca la transmisión de calor al aire que circula por la instalación.



## CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES

El aire húmedo, como se ha indicado a lo largo de esta memoria, juega un papel fundamental en muchas aplicaciones de la ciencia y la ingeniería, así como en los procesos de climatización, los procesos de combustión o de refrigeración en las centrales térmicas, meteorología, entre otros, teniendo la peculiaridad de tratarse de una mezcla (aire seco y vapor de agua) donde el contenido en agua puede variar. El aprendizaje de cualquier materia se consolida cuando los conocimientos teóricos se utilizan en la resolución de casos prácticos a través de problemas o trabajos prácticos en el laboratorio.

En este trabajo, se ha realizado la puesta a punto de una Unidad de Tratamiento de Aire con el fin de utilizarla para prácticas de laboratorio de la asignatura de Termodinámica Técnica y Transmisión de Calor (asignatura obligatoria dentro del bloque común de la rama industrial).

Este trabajo de puesta a punto se ha centrado en la realización de diferentes ensayos tratando de maximizar la capacidad del equipo y optimizar las condiciones de funcionamiento para que los alumnos que realicen las prácticas y que contarán con un tiempo limitado, puedan sacar el máximo provecho de las mismas.

Se han realizado 10 ensayos distintos estudiando cuantitativamente diferentes procesos psicrométricos como calentamiento, enfriamiento, humidificación o deshumidificación, y evaluando los mismos a través de los correspondientes balances de materia y energía.

Se ha propuesto una serie de trabajos prácticos para su realización durante la sesión de prácticas formulado como guion para el manejo directo de la instalación por los alumnos.

Tras haber trabajado con el equipo, se han detectado diversas limitaciones en su funcionamiento que han de ser tenidas en cuenta a la hora de emplear el equipo para la realización de prácticas:

- Influencia del ambiente: al estarse registrando valores de humedad relativa, la presencia de personas cerca de las sondas altera la medición, al igual que el hecho de que en la sala donde se sitúe el equipo haya un grupo de personas, aún cuando se sitúen lejos del mismo.

Tiene también gran influencia en la medición el sistema de climatización

de la escuela, ya que se activa o desactiva en función de la temperatura, y no permanece constante en el tiempo. Cuando entra en funcionamiento todos los valores medidos por las sondas se ven alterados consecuentemente, tanto en temperatura como en humedad.

- Disposición del equipo en la sala: la ubicación que se le de al equipo dentro de la sala de laboratorio tiene también influencia en las mediciones que se realicen. La exposición a corrientes, por proximidad a ventanas o puertas, así como la cercanía a las salidas del sistema de calefacción de la escuela, condicionan los valores que se registren durante los ensayos.

- Orden de los ensayos: dado que en las prácticas que realicen los alumnos con el equipo no se dispondrá de tiempo suficiente como para que el aire que circula por la instalación vuelva a las condiciones de partida tras cada ensayo, es necesario realizar los ensayos en un orden que minimice la influencia o polución de los anteriores sobre los siguientes.

Para ello habría que realizar en un primer momento los ensayos que conlleven el uso de la bomba de calor en modo calor antes de los que conlleven el modo frío, y por último aquellos que impliquen la incorporación de vapor al flujo de aire mediante el humidificador. Para una más rápida recuperación de las condiciones iniciales para realizar ensayos posteriores, es conveniente abrir todos los accesos de que dispone el equipo, tanto los de metacrilato como los de panel sándwich, y activar el ventilador para favorecer el movimiento del aire por el túnel en el tiempo de que se disponga entre un ensayo y el siguiente.

El vaciado de la cubeta del humidificador es costoso, al no contarse con espacio suficiente para volcar su contenido, por este motivo es conveniente hacer los ensayos en los que el humidificador esté activo en último lugar, para evitar que los posibles restos de agua que pudieran quedar en la cubeta polucionen los siguientes ensayos.

- Corrientes en la instalación: al tratarse de un equipo de dimensiones reducidas, se producen corrientes en su interior que polucionan las medidas de las distintas sondas dispuestas a lo largo del mismo, de modo que, como ejemplo práctico, donde solo debía estarse produciendo un enfriamiento existe también una corriente de vapor de agua procedente del humidificador. Es por esto que los valores

registrados por las sondas no son plenamente representativos del proceso que debía estar sucediendo en el tramo correspondiente de la instalación, al no contarse con espacio suficiente entre elementos para que la corriente se estabilice.

- Pérdidas: Dado que el equipo no es estanco, todos los procesos que en él tengan lugar tendrán pérdidas.

Vistas todas las limitaciones señaladas anteriormente, sumadas a las del equipo de medida, ha de tenerse en cuenta que los resultados que se obtienen de los cálculos en base a los datos registrados, no serán en efecto fieles a lo que se espera teóricamente del proceso que está teniendo lugar en la instalación. Especialmente en los procesos que conllevan la activación de la bomba de calor en modo calor, se obtendrán humedades relativas no coherentes con un valor de humedad específica que permita comprobar que no se ha incorporado agua al proceso, al tratarse de un calentamiento. Será necesario por tanto corregir este valor, y aplicar igualmente un factor de corrección a todas las medidas realizadas, teniendo en cuenta las imprecisiones de las sondas de medición.

La posibilidad de incorporar los equipos de mejora propuestos permitiría reducir la influencia de algunas de las limitaciones citadas anteriormente, haciendo con ello los ensayos más representativos del proceso que se busca recrear teóricamente, y ampliando las posibilidades de utilización de modo que se trabaje en condiciones óptimas para el propósito perseguido en cada caso, variando por ejemplo la velocidad del aire, o teniendo un valor no experimental del caudal de aire que permita cuantificar las pérdidas con exactitud.



## BIBLIOGRAFÍA

- Andrés y Rodríguez-Pomatta, J.A. (1994). Acondicionamiento de aire U.D.1. Madrid: Escuela de Edificación.
- Cristalería Española, División Aislamiento, D.L. (1992). *Calidad del aire interior (Indoor Air Quality)*. Madrid: Cristalería Española.
- Instituto para la Diversificación y ahorro de la Energía (IDAE) (1983). *Acondicionamiento de locales (Manuales técnicos y de instrucción para conservación de energía)*. Madrid: IDAE.
- Miranda Barreras, A.L. (2016). *Técnicas de climatización*. Barcelona: Marcombo 4ª ed.
- Moran M.J., Shapiro H.N. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Barcelona: Reverté 2ª ed.
- Quadri, N.P. (1993). *Instalaciones de aire acondicionado y calefacción*. Buenos Aires: Alsina 3ª ed.
- Pinazo Ojer, J.M. (1995). *Manual de climatización. 1, Transformaciones psicrométricas*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.
- Wark, K. (1991). *Termodinámica*. Madrid: Mac-Graw Hill.
- Ebm Papst (2018). *Speed Controllers – REE*. Recuperado de: <https://docs-emea.rs-online.com/webdocs/0d8c/0900766b80d8cd2c.pdf>
- Fujitsu General. (2019). *Air Conditioner Specifications*. Recuperado de: <http://ac-specs.com/es/Fujitsu-General/ASH12USCCW-AOH12USCC/>
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT) (2007). *Confort térmico*. Recuperado de: <https://www.insst.es/documents/94886/378991/Confort+t%C3%A9rmico+-+A%C3%B1o+2007.+%28Notas+pr%C3%A1cticas+99%29/ec66bad8-a381-4b5f-b68e->

[8d3fe85ba3e1?version=1.1&fbclid=IwAR1E23txclyHd7hNjgUxYTYhtdAqP3DZGiVSJ5vTynWWLpSkA1NONhzzMbl](#)

- Instrumentos WIKA (2019). *Caudalímetro Para la tecnología de ventilación y aire acondicionado Modelo A2G-25*. Recuperado de: [https://www.wika.es/upload/DS\\_SP6904\\_es\\_es\\_84603.pdf](https://www.wika.es/upload/DS_SP6904_es_es_84603.pdf)
- PCE Instruments (2019). *Caudalímetro para la medición de velocidad del aire, caudal y temperatura*. Recuperado de: [https://www.pceinstruments.com/espanol/slot/4/download/387438/hoja-datos-caudalimetro-pce-ta-30\\_889212.pdf](https://www.pceinstruments.com/espanol/slot/4/download/387438/hoja-datos-caudalimetro-pce-ta-30_889212.pdf)
- Silvera López, R. (2013). *Humedad específica. Psicrometría*. Recuperado de: <http://psicrometria-imi131.blogspot.com/2013/11/humedad-especifica.html>
- Testo (2015). *Testo 605-H1 - Compact thermal hygrometer*. Recuperado de <https://www.testo.com/en-US/testo-605-h1/p/0560-6053>
- United Automation Limited (2012). *Single-phase switched fan controls*. Recuperado de: <https://docs-emea.rs-online.com/webdocs/1008/0900766b81008d12.pdf>