

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE  
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE  
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN  
SISTEMA DE MONITORIZACIÓN PORTÁTIL  
PARA LA CARACTERIZACIÓN TÉRMICA DE  
EQUIPOS EVAPORATIVOS”

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Enero – 2024

AUTOR: Javier Alonso Duran

DIRECTOR/ES: Manuel Lucas Miralles

CO-DIRECTOR: Javier Ruiz Ramírez



# ÍNDICE.

<b>Índice de figuras.....</b>	<b>9</b>
<b>Índice de tablas. ....</b>	<b>15</b>
<b>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>17</b>
1.1.    Antecedentes	17
1.2.    Objeto del proyecto	22
<b>CAPÍTULO 2. MODELO FÍSICO DEL AERO-REFRIGERADOR CON PRE- ENFRIAMIENTO ADIABÁTICO.....</b>	<b>24</b>
2.1.    Introducción.	24
2.2.    Panel adiabático.	25
2.2.1. Funcionamiento.	25
2.2.2. Descripción de la transformación psicrométrica. Enfriamiento evaporativo.	25
2.3.    Aero-refrigerador.	32
2.3.1. Funcionamiento.	32
2.3.2. Proceso de la transferencia de calor mediante intercambiadores de flujo cruzado no mezclado.	32
<b>CAPÍTULO 3. INSTRUMENTACIÓN.....</b>	<b>39</b>
3.1.    Introducción.	39
3.2.    Elección de los sensores.	41
3.3.    Descripción de los sensores.	44
3.3.1. Termorresistencia.	44
3.3.1.1. Principio de funcionamiento.	44
3.3.1.2. Descripción de la RTD Pt100 clase 1/10 DIN de 4 hilos.	45
3.3.1.3. Características específicas.	46
3.3.2. Caudalímetro de ultrasonidos.	47
3.3.2.1. Principio de funcionamiento.	47

3.3.2.2. Descripción del caudalímetro por ultrasonidos Portaflow 300.	49
3.3.2.3. Características específicas.	53
3.3.3. Termohigrómetros.	54
3.3.3.1. Principio de funcionamiento para la medida de la humedad relativa.	54
3.3.3.2. Principio de funcionamiento para la medida de la temperatura.	54
3.3.3.3. Descripción del termohigrómetro EE210 tipo T2.	54
3.3.3.4. Características específicas.	56
3.3.4. Anemómetro de hilo caliente	56
3.3.4.1. Principio de funcionamiento.	56
3.3.4.2. Descripción del anemómetro de hilo caliente EE650.	57
3.3.4.3. Características específicas.	59
3.3.5. Anemómetro de hélice con veleta.	59
3.3.5.1. Principio de funcionamiento para la medida de la velocidad.	59
3.3.5.2. Principio de funcionamiento para la medida de la dirección.	59
3.3.5.3. Descripción del anemómetro de hélice con veleta modelo 05103L.	59
3.3.5.4. Características específicas.	61
3.3.6. Pinzas amperimétricas.	62
3.3.6.1. Principio de funcionamiento.	62
3.3.6.2. Descripción de la pinza amperimétrica HMM801.	63
3.3.6.3. Características específicas.	65
3.3.7. Listado de canales.	65
3.4. Sistema de adquisición de datos.	67
3.4.1. Unidad de adquisición de datos.	67
3.4.1.1. Características relacionadas con el registro de datos.	67
3.4.1.2. Características relacionadas con la adquisición y conmutación de datos.	67

3.4.2. Módulo multiplexor.	68
3.5. Código de colores.	70
<b>CAPÍTULO 4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL. ....</b>	<b>73</b>
4.1. Introducción.	73
4.2. Ubicación de los sensores.	74
4.2.1. Esquema del sistema de monitorización.	74
4.2.2. Disposición de los sensores en la instalación.	74
4.2.2.1. Sensores de medida del aire.	74
4.2.2.2. Sensores de medida del agua y la mezcla de agua y etilenglicol.	76
4.2.2.3. Sensores de medida de la carga de funcionamiento de la máquina.	78
4.3. Configuración del software de recogida de datos.	80
4.3.1. Introducción.	80
4.3.2. Toma de datos con el software BenchVue Data Acquisition.	80
4.3.3. Configuración de los resultados en el software.	84
4.3.3.1. Cálculo de Gain y Offset para las temperaturas de los termohigrómetros.	85
4.3.3.2. Cálculo de Gain y Offset para la humedad relativa de los termohigrómetros.	86
4.3.3.3. Cálculo de Gain y Offset para las pinzas amperimétricas.	86
4.3.3.4. Cálculo de Gain y Offset para el caudalímetro del circuito hidráulico primario.	87
4.3.3.5. Cálculo de Gain y Offset para el caudalímetro del panel evaporativo.	87
4.3.3.6. Cálculo de Gain y Offset para el anemómetro de hilo caliente.	87
4.3.3.7. Cálculo de Gain y Offset para la velocidad del viento del anemómetro de hélice con veleta.	88
4.3.3.8. Cálculo de Gain y Offset para la dirección del viento del	

anemómetro de hélice con veleta.	88
4.3.4. Listado de canales y resumen de configuración.	88
4.4.    Desarrollo de los ensayos realizados.	91
4.5.    Tratamiento de datos.	92
<b>CAPÍTULO 5. RESULTADOS.....</b>	<b>96</b>
5.1.    Introducción.	96
5.2.    Resultados experimentales.	98
5.2.1. Ensayo con panel seco.	98
5.2.1.1. Primer periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 48-40°C.	101
5.2.1.2. Segundo periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 55-45°C.	105
5.2.1.3. Tercer periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 55-50°C.	108
5.2.1.4. Cuarto periodo: Ventiladores control PID – Objetivo calentadores 50-45°C.	111
5.2.2. Ensayo con panel húmedo.	113
5.2.2.1. Primer periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 50-45°C.	116
5.2.2.2. Segundo periodo: Ventiladores control PID – Objetivo calentadores 50-45°C.	121
5.3.    Balances de masa y energía.	126
5.3.1. Ensayo con panel seco.	126
5.3.2. Ensayo con panel húmedo.	130
5.3.2.1. Enfriamiento evaporativo.	131
5.3.2.2. Intercambio de calor de flujo cruzado no mezclado.	132
<b>CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES.....</b>	<b>137</b>
6.1.    Introducción.	137

6.2.	Resumen de los resultados de los ensayos.	138
6.3.	Conclusiones.	139
<b>ANEXO I.</b>	<b>Tabla de propiedades de la mezcla de agua con etilenglicol al 25% en volumen.</b>	<b>144</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.</b>		<b>147</b>





## Índice de figuras.

Figura 1.1:	Esquemas híbridos de refrigeración.	19
Figura 1.2:	Esquema de un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático mediante relleno evaporativo.	20
<i>Figura 2.1:</i>	<i>Imagen del aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático.</i>	<i>24</i>
Figura 2.2:	Diagrama psicrométrico conceptual.	26
Figura 2.3:	Esquema del proceso.	26
Figura 2.4:	Representación psicrométrica enfriamiento evaporativo.	27
Figura 2.5:	Intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado.	32
Figura 2.6:	Factor de corrección para intercambiador de calor de un solo paso en flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados.	36
Figura 3.1:	Unidad portátil de conexionado del sistema de monitorización.	40
Figura 3.2:	Partes de una termorresistencia.	45
Figura 3.3:	Conexión de una RTD a 4 hilos.	46
Figura 3.4:	Esquema del movimiento de las ondas en el medio.	48
Figura 3.5:	Elementos del caudalímetro portátil Portaflow 300.	50
Figura 3.6:	Introducción de los datos en los caudalímetros.	50
Figura 3.7:	Funcionamiento en modo réflex.	51
Figura 3.8:	Funcionamiento en modo diagonal.	51
Figura 3.9:	Recomendaciones de posicionamiento del caudalímetro.	52
Figura 3.10:	Conexión consola-transductores.	53
Figura 3.11:	Entradas cables negro, azul y rojo en la consola.	53
Figura 3.12:	Termohigrómetro EE210 T2 sin capuchón.	55
Figura 3.13:	Termohigrómetro con capuchón.	55
Figura 3.14:	Esquema de conexión.	56
Figura 3.15:	Anemómetro de hilo caliente.	58

Figura 3.16: Esquema de conexión.	58
Figura 3.17: Conectores de selección de funcionamiento.	58
Figura 3.18: Anemómetro 05103L YOUNG.	60
Figura 3.19: Esquema de conexión.	61
Figura 3.20: Esquema de funcionamiento del toroide.	62
Figura 3.21: Pinza amperimétrica HMM801 de Omega.	63
Figura 3.22: Medida de la corriente de un cable.	64
Figura 3.23: Parte frontal de la unidad.	68
Figura 3.24: Parte trasera con 3 tarjetas conectadas.	68
Figura 3.25: Tarjeta multiplexora DAQM901A.	69
Figura 3.26: Circuito interno de la tarjeta.	69
Figura 3.27: Código de colores generado para la conexión de los sensores.	70
Figura 4.1: Disposición del despliegue durante los ensayos.	73
Figura 4.2: Esquema del sistema de monitorización.	74
Figura 4.3: Termohigrómetro (1) y anemómetro con veleta (2) para medir las condiciones ambientales.	75
Figura 4.4: Termohigrómetro en la sección intermedia.	76
Figura 4.5: Termohigrómetro de salida (1) y anemómetro de hilo caliente (2).	76
Figura 4.6: RTD (1) y sensor (2) con consola (3) del caudalímetro de ultrasonidos a la entrada del panel adiabático.	77
Figura 4.7: RTD (1) y sensor (2) con consola (3) del caudalímetro a la entrada del circuito primario.	78
Figura 4.8: RTD a la salida del circuito primario.	78
Figura 4.9: Toroide midiendo la corriente de alimentación a los ventiladores.	79
Figura 4.10: Selección de nueva o antigua configuración.	81
Figura 4.11: Configuración de canales primera tarjeta.	82
Figura 4.12: Ejemplo de selección de canales.	83

Figura 4.13: Representación recta de funcionamiento del termómetro de los termohigrómetros.	86
Figura 4.14: Resultados mostrados en el display del software.	88
Figura 4.15: Información acerca de la configuración del programa.	92
Figura 4.16: Formato en que aparecen los datos recogidos.	93
Figura 4.17: Pantalla de resultados en Excel tras aplicar la Macro de Limpieza.	94
Figura 5.1: Comportamiento general medidas de aire con panel seco.	98
Figura 5.2: Comportamiento medidas de agua con panel seco.	99
Figura 5.3: Variables calculadas relevantes del ensayo en seco.	101
Figura 5.4: Medidas del aire para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 48-40°C).	102
Figura 5.5: Medidas del agua para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 48-40°C).	103
Figura 5.6: Parámetros calculados en el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 48-40°C).	103
Figura 5.7: Hoja en Excel tras aplicar la Macro de variación máxima del 5% al salto térmico.	104
Figura 5.8: Medidas del aire para el segundo periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-45°C).	106
Figura 5.9: Medidas del agua para el segundo periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-45°C).	107
Figura 5.10: Parámetros calculados en el segundo periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-45°C).	107
Figura 5.11: Medidas del aire para el tercer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-50°C).	109
Figura 5.12: Medidas del agua para el tercer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-50°C).	109
Figura 5.13: Parámetros calculados en el tercer periodo (Ventiladores 100% -	

Calentadores 55-50°C).	110
Figura 5.14: Medidas del aire para el cuarto periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).	112
Figura 5.15: Medidas del agua para el cuarto periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).	112
Figura 5.16: Parámetros calculados en el cuarto periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).	113
Figura 5.17: Comportamiento general medidas de aire con panel húmedo.	114
Figura 5.18: Comportamiento general medidas de agua con panel húmedo.	115
Figura 5.19: Parámetros calculados del ensayo con panel húmedo.	116
Figura 5.20: Medidas del aire para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-45°C).	117
Figura 5.21: Medidas del agua para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-45°C).	117
Figura 5.22: Parámetros calculados en el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-45°C).	118
Figura 5.23: Eficiencia evaporativa en el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-45°C).	119
Figura 5.24: Representación del punto en el diagrama psicrométrico.	121
Figura 5.25: Medidas del aire para el segundo periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).	122
Figura 5.26: Medidas del agua para el segundo periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).	122
Figura 5.27: Parámetros calculados en el segundo periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).	123
Figura 5.28: Eficiencia evaporativa en el segundo periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).	123
Figura 5.29: Relación entre velocidad de salida del aire e intensidad en los cables de alimentación en el ensayo con el panel secoo.	127

Figura 5.30: Deducción del valor del factor de corrección F.	128
Figura 5.31: Deducción del valor del factor de corrección F.	133
Figura 5.32: Representación de las transformaciones psicrométricas de la corriente de aire.	135





## Índice de tablas.

Tabla 3.1: Listado de los sensores utilizados.	66
Tabla 4.1: Listado de canales.	90
Tabla 4.2: Resumen de pruebas realizadas.	91
Tabla 5.1: Punto estacionario significativo en el primer periodo.	105
Tabla 5.2: Punto estacionario significativo en el segundo periodo.	108
Tabla 5.3: Punto estacionario (intervalo 30 minutos) en el tercer periodo.	111
Tabla 5.4: Resumen puntos estacionarios significativos.	113
Tabla 5.5: Punto estacionario significativo en el primer periodo.	120
Tabla 5.6: Punto estacionario (intervalo 10 minutos) significativo para el segundo periodo.	124
Tabla 5.7: Resumen de los puntos estacionarios que se dan en el ensayo con el panel húmedo.	125
Tabla 5.8: Valores promedio del ensayo con panel seco.	127
Tabla 5.9: Valores promedio del ensayo con panel húmedo.	131



# CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.

## 1.1. Antecedentes

El uso de sistemas de climatización juega un papel fundamental en la vida cotidiana de las personas originado por la calidad de vida y los niveles de confort de la sociedad actual. Según la Guía Práctica. Consumo eficiente y responsable de IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía), el consumo en los hogares es aproximadamente un 30% del consumo total de energía final en España, y este se reparte en un 18% en las viviendas [1]. A esto debemos sumar que de ese 18%, los usos térmicos (calefacción, refrigeración y ACS) suponen el 69% del consumo. Un porcentaje tan alto de consumo, y por tanto de emisiones de dióxido de carbono al ambiente, lleva a una búsqueda constante de mejora de la eficiencia de estos sistemas.

Una decisión clave que condiciona la eficiencia de estos equipos es el sistema de condensación. Las alternativas actuales son sistemas condensados por agua y condensados por aire. Cada una de ellas tiene unas ventajas y unas desventajas con respecto a la otra.

La condensación por agua emplea rangos menores de temperatura, con lo que si el resto de condiciones de operación coinciden, la eficiencia será mayor y las emisiones de CO<sub>2</sub> disminuirán. El sistema más utilizado es la torre de refrigeración.

El principio de funcionamiento de las torres de refrigeración está basado en el enfriamiento evaporativo de una corriente de agua. Esta es atravesada por una corriente de aire que por convección y principalmente por la evaporación de agua enfría el agua hasta una temperatura cercana a la de bulbo húmedo de las condiciones del aire a la entrada [2].

El consumo de agua en las torres de refrigeración se utiliza para compensar la evaporación, la purga necesaria para mantener la calidad del agua y el arrastre. Este último término, aunque no excesivo, del orden del 0,001% del agua recirculada, es un problema por la emisión de productos químicos y microorganismos a la atmósfera como la bacteria Legionella, y ha provocado brotes graves de legionelosis como el ocurrido en Murcia en 2001, con un total

de 449 casos confirmados y 6 defunciones [3]. Según AEFYT (Asociación de Empresas del Frío y sus Tecnologías), en 2019 el 27% de los brotes de legionelosis fueron provocados por las torres de refrigeración [4]. Estos sucesos han generado que las torres sean consideradas instalaciones de riesgo.

A razón de la gran importancia de esta estructura y el peligro que puede suponer, algunas administraciones locales actuaron. Es el ejemplo del Ayuntamiento de Murcia, que publica que “la instalación de sistemas de refrigeración en edificios de usos colectivos o industrial de Murcia, se hará como norma general mediante equipos de climatización con circuito cerrado, o mediante aquellas otras tecnologías que no emitan aerosoles a la atmósfera”, y salvo excepciones, no permite instalar otros tipos de sistemas de refrigeración cerca de los núcleos de población [5].

Surge entonces la necesidad de encontrar soluciones más seguras. Ahí es donde aparecen los aero-refrigeradores como sustitutos de las torres de refrigeración.

Los condensadores por aire o aero-refrigeradores son disipadores de calor que emplean el intercambio de calor de flujo cruzado no mezclado entre corrientes de aire y de agua. A pesar de cumplir con las necesidades sanitarias que pueden suponer un problema en los condensadores por agua, al no producirse el fenómeno del arrastre, la eficiencia de la máquina supone un problema. Los disipadores de calor por agua originan una menor presión de condensación en el sistema de producción de frío que los que utilizan el aire, por lo que a igualdad del resto de condiciones la eficiencia energética será mayor y en consecuencia las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera inferior. Esto significa que, aun no suponiendo un riesgo directo para la población, el aero-refrigerador genera unas emisiones mayores que el condensador por agua que también son perjudiciales para la salud.

Las alternativas que se propusieron comercialmente fueron unos dispositivos híbridos que reuniesen las mejores características de cada uno. Por “sistemas híbridos” denominaremos a aquellos sistemas que combinan sistemas húmedos con sistemas secos en un mismo equipo. Surgen diferentes opciones como se

muestra en el esquema de la Figura 1.1.

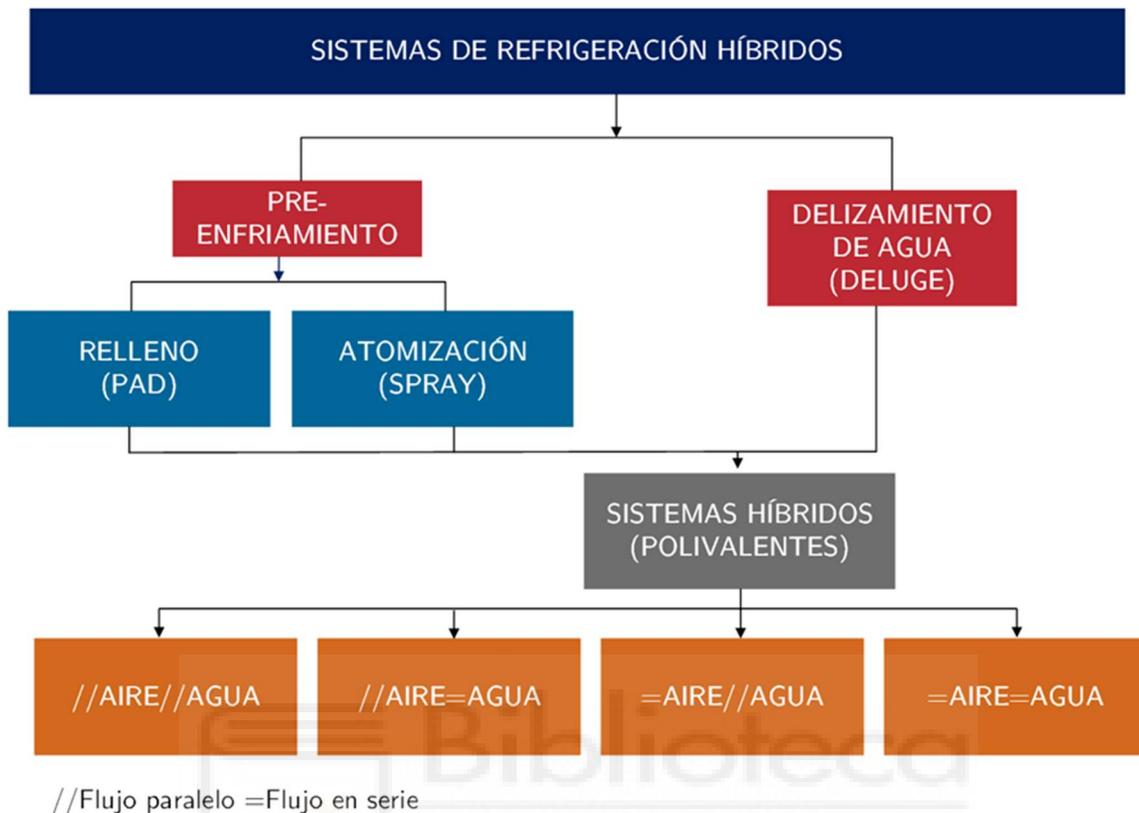


Figura 1.1: Esquemas híbridos de refrigeración.

El método de enfriamiento por relleno evaporativo, escogido en este proyecto, consiste en cubrir el área de entrada con un medio poroso de enfriamiento evaporativo tipo panal de abeja, habitualmente de material celulósico.

Una corriente de agua se bombea a la parte superior atomizándola sobre el relleno evaporativo para que se humecte completamente descendiendo el agua sobre su superficie por gravedad. A medida que el agua desciende, la corriente de aire cruza de forma perpendicular incrementando su humedad y descendiendo su temperatura por el principio de enfriamiento evaporativo.

Habitualmente estos sistemas se diseñan para regular la cantidad de agua con objeto de que no sea necesaria la recirculación. En todo caso, se diseñan con una bandeja inferior de recogida de agua que puede derivarse a desagüe directamente o a recirculación en función de los criterios de diseño higiénico-sanitarios seleccionados por cada fabricante. En caso de que exista recirculación es necesario establecer unos criterios de mantenimiento del nivel de la calidad

de agua mediante purgas para reducir la posibilidad de creación de incrustaciones en el panel evaporativo. El espesor de este tipo de panel es un aspecto clave en el diseño de los mismos dado que a mayor espesor se consigue una mayor eficiencia evaporativa, pero a costa de incrementar la caída de presión en la corriente de aire.

El principal inconveniente de los sistemas de pre-enfriamiento basados en rellenos evaporativos es la caída de presión adicional que se produce en la corriente de aire del condensador. La caída de presión provoca una reducción en el flujo másico de aire a través del condensador y una disminución en su capacidad para ceder el calor al ambiente. Esto puede implicar una mayor presión en el condensador en caso de que el enfriamiento del aire no sea suficiente. Además, esta pérdida de carga adicional está presente cuando el pre-enfriamiento evaporativo no se activa. Sin embargo, en este caso la caída de presión podemos considerarla despreciable.

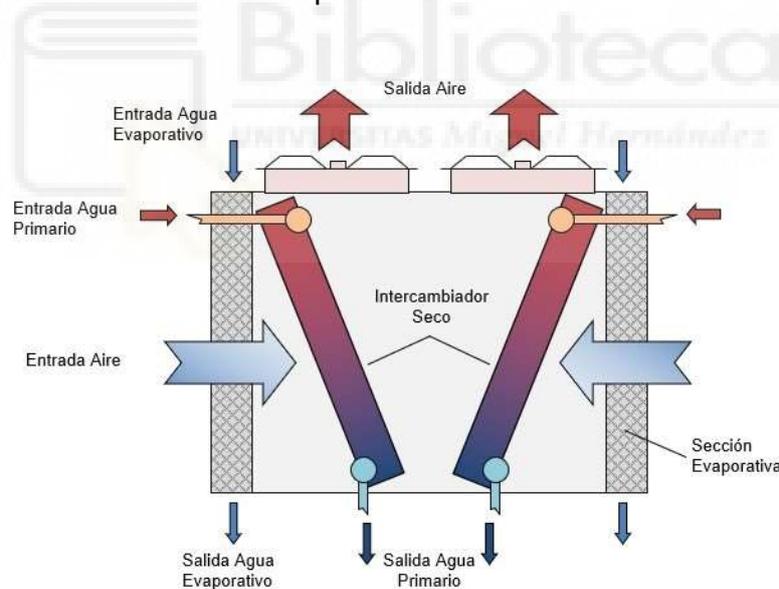


Figura 1.2: Esquema de un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático mediante relleno evaporativo. [6]

La razón por la que se escogió este sistema por encima del pre-enfriamiento por atomización o el deslizamiento de agua es que su principio de funcionamiento hace prever una mejora energética sobre el intercambiador de calor que prosigue y su diseño un valor bajo, cuando no nulo, de emisiones de gotas de agua y su consecuente riesgo de legionelosis.

El sistema de pre-enfriamiento por atomización consiste en la atomización de pequeñas gotas de agua sobre una corriente de aire mediante unas boquillas atomizadoras de alta presión. La corriente de aire cede el calor necesario a las gotas para que se evaporen y reduce así su temperatura. Su principio de funcionamiento supone una pérdida de presión mucho menor que con el relleno evaporativo, sin embargo, los principales inconvenientes de este sistema son que puede causar corrosión, incrustaciones o ensuciamiento en los haces de tubos del intercambiador de calor si el agua alcanza su superficie en fase líquida, y un coste energético superior por las boquillas que generan gotas de agua muy pequeñas.

En cuanto al método de enfriamiento por deslizamiento de agua sobre el serpentín del intercambiador de calor seco, el agua se bombea a la parte superior y se atomiza directamente sobre los tubos del intercambiador. La transferencia de calor se produce por convección entre el fluido que contienen los tubos y el interior de estos, por conducción al atravesar el material del tubo y por convección de nuevo entre el exterior de los tubos y el agua que desliza. Se produce un intercambio de masa y energía simultáneamente entre el aire y el agua que desciende provocando la evaporación de una pequeña parte del agua que favorece su propio enfriamiento. El agua no evaporada se recircula de nuevo para atomizarse. La principal consideración constructiva de este tipo de sistemas tiene que ver con la posibilidad de que exista corrosión o formación de incrustaciones en la superficie de los tubos, lo que se traduce en un elevado coste de mantenimiento [7].

## 1.2. Objeto del proyecto

El objetivo del trabajo es el diseño y construcción de un sistema de monitorización para realizar medidas en campo en equipos de enfriamiento evaporativo como torres de refrigeración o sistemas adiabáticos.

Se utilizarán diferentes sensores para conocer el comportamiento del sistema, por lo que habrá que conocer el principio de funcionamiento de estos. Una tarjeta de adquisición de datos recogerá las lecturas de los sensores. Primero, habrá que conocer cómo conectar los sensores a la tarjeta y puesto que podrán devolver señales diferentes, como voltajes o corrientes, habrá que configurar el programa de lectura de las tarjetas multiplexoras para que devuelva los valores que nos interesan en unidades de temperatura, caudal u otras magnitudes.

Finalmente, se realizarán ensayos de comportamiento térmico de los sistemas evaporativos a modo de muestra de la operativa del sistema. Los ensayos se realizarán en un aero-refrigerador adiabático evaporativo comercial, en concreto en el modelo EWK 1040. Para procesar los resultados se empleará el programa Excel, donde se evaluarán también las condiciones de estacionariedad de las pruebas. A partir de los resultados se estudiarán las transformaciones psicrométricas que ocurren durante el proceso y se realizarán los balances de energía y masa para comprobar que los sistemas cumplen las hipótesis antes mencionadas.



## CAPÍTULO 2. MODELO FÍSICO DEL AERO-REFRIGERADOR CON PRE-ENFRIAMIENTO ADIABÁTICO.

### 2.1. Introducción.

Para la correcta comprensión del funcionamiento del aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático, se divide la máquina en dos partes. La mejora del rendimiento del aero-refrigerador se da gracias al proceso que ocurre previamente en el panel adiabático, pero los intercambios de calor por agua y por aire son independientes el uno del otro y podrían funcionar por separado.

Por una parte, se estudiará el panel adiabático, así como el proceso físico que sucede en él, y, por otra parte, el aero-refrigerador de forma análoga.

En la Figura 2.1 se presenta la máquina donde se han realizado los ensayos, el refrigerador adiabático EWK-A 1040. El aire es atraído por los ventiladores que se encuentran a la salida de la corriente para que cruce los dos procesos.



Figura 2.1: Imagen del aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático. [8]

## **2.2. Panel adiabático.**

### **2.2.1. Funcionamiento.**

El panel adiabático surge ante la necesidad de aumentar la eficiencia del aerorefrigerador. Para ello se valoró disminuir la temperatura de entrada a este. El panel contiene un relleno evaporativo que está especialmente diseñado para que el agua se distribuya uniformemente sobre su superficie y la corriente de aire completa se humecte, disminuyendo así su temperatura seca hasta un valor cercano a la de bulbo húmedo. De esta manera no se generan aerosoles ni arrastre de gotas de agua que puedan transportar agentes biológicos.

El enfriador evaporativo consta de un circuito hidráulico alimentado por agua de red. Está compuesto principalmente por una bañera que recoge el agua que no se evapora en contacto con el aire y una bomba que la reutiliza llevándola de nuevo a los rociadores que mojan el panel.

### **2.2.2. Descripción de la transformación psicrométrica. Enfriamiento evaporativo.**

El enfriamiento evaporativo consiste en el enfriamiento del aire por evaporación de agua líquida. Esto se ve favorecido en zonas con climas relativamente secos y calurosos. Debido al escaso contenido en humedad de la corriente de aire, parte del agua se evapora, obteniendo la energía necesaria de la propia corriente. De esta forma, el aire ve reducida su temperatura a raíz de un aumento en su humedad específica [9].

Esto se comprende observando la transformación en el diagrama psicrométrico y con los balances de energía que se presentarán más adelante. El diagrama psicrométrico es la representación gráfica de las propiedades del aire húmedo a una determinada presión total. Se representa en las ordenadas la humedad absoluta,  $\omega$ , y en las abscisas la temperatura seca del aire,  $T$ . Cada una de las propiedades se puede deducir a partir de dos de las demás propiedades que contiene el diagrama.

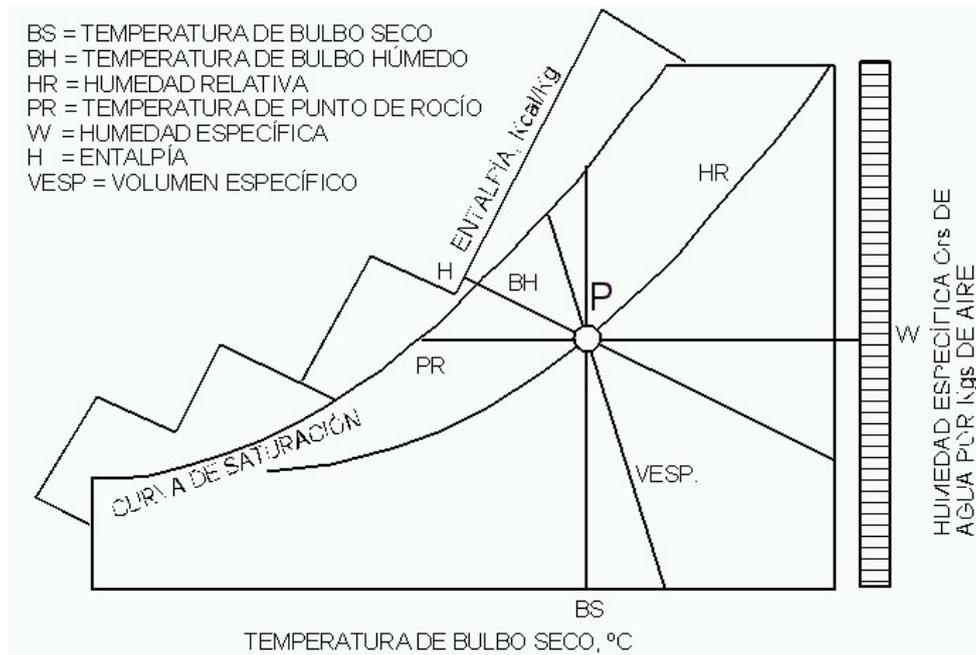


Figura 2.2: Diagrama psicrométrico conceptual. [10]

El proceso comienza con una corriente de aire caliente y seco (Estado 1) que se introduce en el enfriador evaporativo, que en el caso que nos ocupa es un panel mojado. La corriente atraviesa el panel del cual parte del agua se evapora absorbiendo el calor latente necesario del aire. Así, el flujo de aire se humecta y la temperatura se ve reducida (Estado 2).

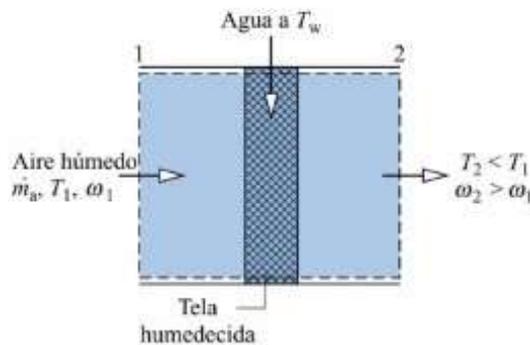


Figura 2.3: Esquema del proceso. [11]

Donde:

$\dot{m}_a$ : Flujo másico.

$T_1, T_2$ : Temperatura seca estados 1 y 2.

$\omega$ : Humedad absoluta.

$T_w$ : Temperatura agua del panel. En este proyecto se nombrará  $T_{evap}$ .

La temperatura de bulbo húmedo es la que mide un termómetro cuyo bulbo se encamisa en una tela humedecida en agua. La corriente de aire, al pasar alrededor del mismo, se humedece, y el calor latente de vaporización del agua hace descender la temperatura del agua, creando una diferencia de temperatura con el aire. La temperatura de bulbo húmedo es aquella para la que se igualan la transferencia de calor desde el agua por evaporación a la transferencia de calor sensible [12]. Esta temperatura será el límite teórico de este proceso antes de la saturación del aire. Nombraremos a este estado, para el que la entalpía coincide con la del estado 1 y la temperatura corresponde a la de bulbo húmedo, como Estado 2'.

Ahora podemos representar lo que hemos deducido en el diagrama psicrométrico, para comprender el proceso y desarrollar los balances de masa y energía que ayudarán a describir el comportamiento del sistema.

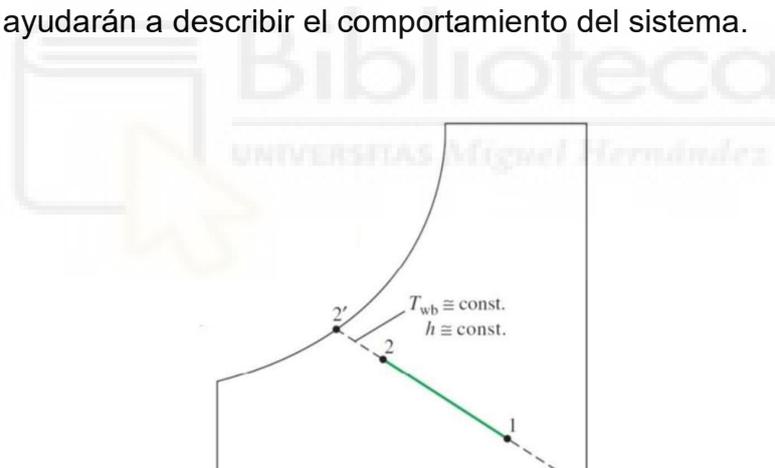


Figura 2.4: Representación psicrométrica enfriamiento evaporativo.

A continuación, se exponen los balances de masa del proceso:

Balance de masas de aire seco:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (2.1)$$

Balance de masas de vapor de agua:

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{evap} = \dot{m}_{v2} \quad (2.2)$$

La variable  $\dot{m}_{evap}$  representa al flujo másico de agua que se evapora en el panel.

Para relacionar las dos expresiones utilizamos la humedad absoluta, que se define como la masa de vapor de agua ( $\dot{m}_v$ ) presente en una unidad de aire seco ( $\dot{m}_a$ ).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.3)$$

Ahora podemos relacionar la Ecuación (2.2) con la (2.3).

$$\omega_1 \cdot \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{evap} = \omega_2 \cdot \dot{m}_{a2} \quad (2.4)$$

Y operando, teniendo en cuenta la Ecuación (2.1), obtenemos la ecuación que nos permitirá calcular la cantidad de agua evaporada cuando la corriente de aire atraviesa el panel:

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_a \cdot (\omega_2 - \omega_1) \quad (2.5)$$

Las diferentes propiedades psicrométricas se pueden hallar conociendo únicamente dos de ellas. Como veremos más adelante, las propiedades psicrométricas que conoceremos serán la temperatura del aire y la humedad relativa. Por tanto, debemos desarrollar una expresión que dependa de estas dos para poder calcular la humedad absoluta.

Partimos de la Ley de los gases ideales:

$$p \cdot V = n \cdot \bar{R} \cdot T \quad (2.6)$$

Donde:

p: Presión (N/m<sup>2</sup>)

V: Volumen (m<sup>3</sup>)

n: Número de moles (kmol)

$\bar{R}$ : Constante de los gases ideales (kJ/kmol·K)

A partir de esta ley podemos hallar un valor de la masa:

$$M = \frac{m}{n} \quad (2.7)$$

$$m = \frac{p \cdot V \cdot M}{\bar{R} \cdot T} \quad (2.8)$$

Donde:

M: Masa molecular (kg/kmol)

Sustituyendo la expresión de la masa en la Ecuación (2.3) y siguiendo la Ley de Dalton hallamos la Ecuación (2.8). La Ley de Dalton dice que la presión parcial ejercida por cada uno de los componentes de una mezcla de gases ideales es igual a la que ejercería cada componente si, a la temperatura de la mezcla, él solo ocupase todo el volumen de esta. En la Ecuación (2.7) se muestra lo que dicta esta ley:

$$p_a + p_v = p_T ; V_a = V_v = V_T \quad (2.9)$$

$$\omega = \frac{\frac{p_v \cdot V_v \cdot M_v}{R \cdot T}}{\frac{p_a \cdot V_a \cdot M_a}{R \cdot T}} \quad (2.10)$$

Las variables constantes e iguales para ambos componentes se suprimen y se sustituyen los valores conocidos:

$$M_v = 18,02 \text{ kg/kmol}$$

$$M_a = 28,96 \text{ kg/kmol}$$

$$p_T = 101325 \text{ Pa} = 101325 \text{ N/m}^2$$

$$\omega = \frac{M_v}{M_a} \cdot \frac{p_v}{p_T - p_v} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{101325 - p_v} \quad (2.11)$$

Aquí surge una nueva incógnita, la presión parcial de vapor de agua. Esta se calcula multiplicando la humedad relativa por la presión de saturación del vapor a la temperatura que corresponde,  $p_g(T)$ .

$$\Phi = \frac{p_v}{p_g(T)} \quad (2.12)$$

$$p_g(T) = 10^{\frac{7,5 \cdot (T - 273,15)}{T - 35,85} + 2,786} \quad (2.13)$$

De esta forma, la Ecuación (2.9) muestra la expresión que estábamos buscando, que depende de la temperatura y la humedad relativa que aparecen en las Ecuaciones (2.10) y (2.11).

Lo siguiente es realizar el balance de energía. Partimos de la Ley de conservación de la energía, de la que podemos despreciar el calor, el trabajo y

las energías potencial y cinética, siguiendo estas consideraciones:

- El proceso es adiabático.
- La energía que transmite el trabajo de los ventiladores atrayendo el fluido es despreciable.
- La diferencia de alturas en la energía potencial tendrá una influencia ínfima.
- La energía cinética que genera la velocidad a la que circula el aire es muy pequeña y por tanto también es despreciable.

La Ley de la conservación de la energía es:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot [h + E_c + Ep]_i^o \quad (2.14)$$

Donde los subíndices “i” e “o” designan las condiciones de entrada (Estado 1) y salida (Estado 2) respectivamente.

Finalmente queda esta ecuación:

$$h_1 \cdot \dot{m}_a + h_w \cdot \dot{m}_{evap} = h_2 \cdot \dot{m}_a \quad (2.15)$$

Si mezclamos esta ecuación con la resultante de los balances de masa, la (2.13), y la desarrollamos, nos queda:

$$h_1 + h_w \cdot (\omega_2 - \omega_1) = h_2 \quad (2.16)$$

Puesto que los valores de humedad absoluta son del orden de  $10^{-2}$ - $10^{-3}$ , el segundo término se puede despreciar, quedando la ecuación que se muestra a continuación:

$$h_1 \approx h_2 \quad (2.17)$$

Donde:

$h_1, h_2$ : Entalpías del aire a la entrada y a la salida.

La expresión que permite calcular la entalpía a partir de la temperatura y la humedad relativa es la siguiente:

$$h = h_a + h_v = C_{pa} \cdot T + \omega \cdot (C_{fv} + C_{pv} \cdot T) \quad (2.18)$$

Donde:

$$C_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

$$C_{fv} = 2500,9 \text{ kJ/kg}$$

$$C_{pv} = 1,82 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Para modelizar el comportamiento del panel adiabático, lo que se hace es definir la llamada eficiencia evaporativa, que mide la temperatura que ha alcanzado la corriente en comparación con la máxima que podría haber alcanzado, es decir, la temperatura de bulbo húmedo. Esto se traduce en calcular el cociente entre la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida y la diferencia entre la de entrada y la de bulbo húmedo. La ecuación queda de esta manera:

$$\eta = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{bh}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2'} \quad (2.19)$$



## 2.3. Aero-refrigerador.

### 2.3.1. Funcionamiento.

El funcionamiento es muy simple, y eso se traduce en un mantenimiento reducido con ventajas económicas. El aire es atraído por los ventiladores y atraviesa la batería, que realmente está compuesta por dos serpentines de tubos de cobre con aletas de aluminio, que están inclinados para que se pueda vaciar el líquido que circula en su interior en su práctica totalidad en un colector.

El proceso por el que ocurre la transferencia de calor se llama intercambio de calor por flujo cruzado no mezclado.

### 2.3.2. Proceso de la transferencia de calor mediante intercambiadores de flujo cruzado no mezclado.

El flujo cruzado es aquel en el que los fluidos se mueven perpendiculares entre sí. En este caso se dice que ambos fluidos no están mezclados, ya que las aletas de aluminio de la batería impiden el movimiento en la dirección transversal a la entrada de aire.

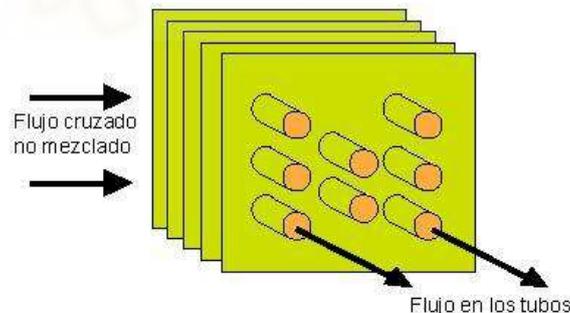


Figura 2.5: Intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado. [13]

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con valores tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial total de contacto entre el flujo cruzado y la batería.

Realizamos un balance de energía en el aero-refrigerador con los datos de

temperatura del flujo en los tubos a la entrada y a la salida y los relacionamos con la transferencia de calor. Los subíndices “h” y “c” los utilizamos respectivamente para denotar los parámetros de los fluidos caliente y frío.

$$\dot{q} = \dot{m}_h \cdot (h_{h,i} - h_{h,o}) \quad (2.20)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,i} - h_{c,o}) \quad (2.21)$$

Donde:

$\dot{q}$ : transferencia de calor.

$\dot{m}_c, \dot{m}_h$ : flujo másico fluidos frío y caliente.

$h_{h,i}, h_{h,o}$ : entalpías fluido caliente de entrada y salida.

$h_{c,i}, h_{c,o}$ : entalpías fluido frío de entrada y salida.

Conociendo la ecuación de la entalpía a presión constante, la (2.22) [14], suponemos tanto que los calores específicos son constantes como que los fluidos no experimentan cambios de fase. Las expresiones se reducen a las ecuaciones (2.23) y (2.24).

$$h = C_p \cdot T \quad (2.22)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.23)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.24)$$

Donde:

$C_{p,c}, C_{p,h}$ : Calores específicos a presión constante de fluidos frío y caliente.

Estas ecuaciones son independientes de la disposición de flujos y del tipo de intercambiador.

Se puede obtener otra expresión útil al relacionar la transferencia de calor total con la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío [15], donde:

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad (2.25)$$

Estas temperaturas se refieren a las temperaturas medias del fluido en las posiciones que se señalan.

La expresión sería una extensión de la Ley de enfriamiento de Newton, con el uso del coeficiente de transferencia global de calor. Sin embargo, como la diferencia de temperaturas varía según la posición en el intercambiador se desarrolla una diferencia de temperaturas promedio más apropiada, " $\Delta T_m$ ". La ecuación sería la siguiente:

$$\dot{q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_m \quad (2.26)$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

As: Área superficial de contacto entre el aire y la batería.

Las Ecuaciones (2.23) y (2.24) se pueden utilizar junto con la (2.26) para llevar a cabo un análisis del intercambiador. En cambio, antes debemos establecer la deducción de la diferencia de temperaturas promedio apropiada.

Esta se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío. Los balances están sujetos a las siguientes suposiciones:

- El intercambiador está aislado de sus alrededores en cuyo caso el único intercambio de calor es entre ambos fluidos.
- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
- Las transferencias de energía potencial y cinética son despreciables.
- Los calores específicos de los fluidos son constantes.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

Al aplicar un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales se sigue que:

$$d\dot{q} = -\dot{m}_h \cdot C_p \cdot dT_h \equiv -C_h \cdot dT_h \quad (2.27)$$

$$d\dot{q} = -\dot{m}_c \cdot C_p \cdot dT_c \equiv C_c \cdot dT_c \quad (2.28)$$

Donde:

$C_h, C_c$ : Capacitancias térmicas de los flujos caliente y frío.

La transferencia de calor a través del área superficial se puede expresar como:

$$d\dot{q} = U \cdot \Delta T \cdot dA_s \quad (2.29)$$

Para determinar la forma integrada de esta expresión debemos desarrollar antes la expresión diferencial de la Ecuación (2.25).

$$d\Delta T = dT_h - dT_c \quad (2.30)$$

Ahora se sustituyen las Ecuaciones (2.27) y (2.28) en esta última expresión.

$$d\Delta T = -d\dot{q} \cdot \left(\frac{1}{c_h} + \frac{1}{c_c}\right) \quad (2.31)$$

Se introduce la Ecuación (2.29) y se integra:

$$\int_1^2 \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \cdot \left(\frac{1}{c_h} + \frac{1}{c_c}\right) \cdot \int_1^2 dA_s \quad (2.32)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U \cdot A_s \cdot \left(\frac{1}{c_h} + \frac{1}{c_c}\right) \quad (2.33)$$

El siguiente paso es sustituir las capacitancias térmicas de las expresiones (2.27) y (2.28):

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U \cdot A_s \cdot \left(\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{\dot{q}} + \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{\dot{q}}\right) = -\frac{U \cdot A_s}{\dot{q}} \cdot [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})] \quad (2.34)$$

Obtendremos entonces:

$$\dot{q} = U \cdot A_s \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.35)$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (2.36)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (2.37)$$

Y podemos deducir la diferencia de temperaturas promedio como la diferencia de temperaturas media logarítmica, “ $\Delta T_{ml}$ ”, que tiene esta forma:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.38)$$

La Ecuación (2.26) queda entonces:

$$\dot{q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (2.39)$$

Esta expresión se ha desarrollado para un caso genérico de intercambio de calor, pero, por el contrario, para el intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado las condiciones de flujo son más complicadas. Se podrán utilizar las ecuaciones desarrolladas hasta ahora si realizamos la siguiente modificación a la diferencia de temperaturas hallada:

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} \quad (2.40)$$

La forma apropiada de  $\Delta T_{ml}$  se obtiene al aplicar un factor de corrección, "F", al valor de la diferencia de temperaturas media logarítmica que se calculará bajo las condiciones de contraflujo, " $\Delta T_{ml,CF}$ ". Las condiciones de contraflujo utilizan las siguientes diferencias de temperaturas a la entrada y la salida:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (2.41)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.42)$$

Se han desarrollado expresiones algebraicas del factor de corrección para varias configuraciones de intercambiador de calor. En el caso que nos ocupa, la hallaremos a partir de la gráfica siguiente:

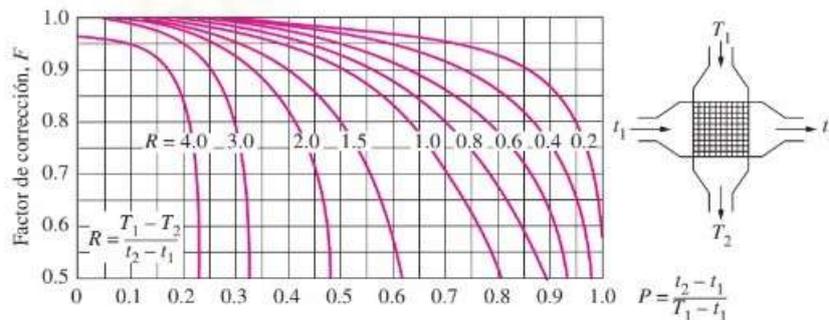


Figura 2.6: Factor de corrección para intercambiador de calor de un solo paso en flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados.

Una parte esencial, y a menudo la más incierta, de cualquier análisis de intercambiador de calor, es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos. Dado que todos los ensayos se realizan con el mismo equipo, podemos asegurar que el área superficial de contacto va a ser la misma. El coeficiente varía en función de las

condiciones del exterior y del interior, pero la diferencia prácticamente no será apreciable. Es por esto que, en el desarrollo de los balances, se hallará únicamente la diferencia de temperaturas media logarítmica, de la que depende el valor de la transferencia de calor. De este modo, podremos confirmar que cuanto mayor sea esta diferencia, mayor será el calor transferido.





## **CAPÍTULO 3. INSTRUMENTACIÓN.**

### **3.1. Introducción.**

Los catálogos suministrados por los fabricantes de aero-refrigeradores con pre-enfriamiento adiabático muestran únicamente los datos del punto de funcionamiento nominal, sin revelar información de las prestaciones que pudiera ofrecer el prototipo en condiciones diferentes. Ocurre lo mismo con los catálogos de los aero-refrigeradores convencionales. Utilizan un punto de funcionamiento nominal similar al de los híbridos, lo que deja un vacío en cuanto a las mejoras reales que se pueden obtener al realizar un pre-enfriamiento.

Para conocer el comportamiento de la máquina es necesario realizar un estudio en el que es sometida a condiciones distintas del punto nominal. En el modelado físico se han expuesto los balances de energía y masa de los procesos que suceden en ella, lo que nos permite conocer los datos necesarios para su caracterización y en base a eso seleccionar los sensores que nos los van a facilitar.

Los datos se recogen mediante un sistema de adquisición de datos completo compuesto por una unidad conmutadora más dos tarjetas multiplexoras y un software compatibles con la unidad.

Además, ha sido necesario un equipamiento auxiliar. En concreto, se ha utilizado una fuente de alimentación con voltaje variable de 0 a 24VCC, un ordenador portátil donde instalar el software, conectar la unidad y almacenar los datos recogidos durante los ensayos y las herramientas necesarias para generar el sistema de conexión que precisa cada uno de los sensores.

El conexionado del sistema necesita de fichas de empalme debido a la forma en que se deben conectar los sensores que están vinculados a la fuente de alimentación. Para las conexiones, se han utilizado cables de telefonía antiguos con 4 hilos de color rojo, negro, verde y amarillo.

En la Figura 3.1 se distingue en el raíl la fuente de alimentación a la derecha, las fichas de empalme a su izquierda, con los colores de los cables utilizados, y en la parte superior la unidad conmutadora de perfil.



Figura 3.1: Unidad portátil de conexionado del sistema de monitorización.

En esta sección se seleccionan los sensores que nos darán los parámetros que buscamos y se desarrollan su funcionamiento y características, luego se introduce el sistema de adquisición de los datos y el formato en que se han recogido para ser tratados, y en último lugar se describe el código de colores que se ha generado en función de los cables de los que se disponía para saber cuál debía conectarse a cada canal.

### **3.2. Elección de los sensores.**

Las diferentes medidas que se deben tomar son referentes al aire y al agua, pero además se pretende medir la intensidad que circula por los cables que hacen funcionar a los ventiladores, con el fin de conocer cuándo la máquina está funcionando a máxima carga y cuándo está funcionando a cargas diferentes. Dividiremos entonces este apartado en los sensores que medirán aire, los que medirán agua y los que medirán la carga de los ventiladores.

#### **3.2.1. Características relacionadas con la corriente de aire.**

Para caracterizar los equipos evaporativos lo primero que debemos conocer son las condiciones atmosféricas en las que opera la máquina: las propiedades psicrométricas del aire y la velocidad y dirección del viento.

En lo que respecta las propiedades psicrométricas, ya se ha comentado que solo se precisa de dos de ellas para conocer las demás a partir del diagrama. Los termohigrómetros son sensores que miden la temperatura y la humedad relativa del ambiente en que se encuentran, es decir, miden dos propiedades psicrométricas. Además, son sensores simples y cómodos de transportar, por lo que son una muy buena opción. Colocaremos uno cercano a la máquina para conocer las propiedades del aire que va a atravesarla. Se escogió el termohigrómetro EE210 de E+E Elektronik pues sus características son convenientes para lo que este ensayo requiere.

La velocidad y la dirección del viento se pueden medir con un anemómetro y una veleta, respectivamente. La marca Young cuenta con un modelo de anemómetro con veleta, el 05103L, que nos permitirá conocer los dos parámetros con una sola herramienta. Este se colocará cerca de la máquina, pero en un lugar en que haya pocas estructuras alrededor que puedan interferir en las medidas debido a cuestiones aerodinámicas.

La corriente de aire pasará por el panel y por el intercambiador de calor. Las propiedades psicrométricas a la salida del panel y a la entrada y salida del intercambiador son necesarias para poder realizar los balances. Se colocarán otros dos termohigrómetros EE210, uno a la salida del panel, que medirá también las condiciones a la entrada del intercambiador, y otro a la salida de los

ventiladores, para medir las condiciones de salida de la corriente de aire.

Finalmente, se quiere conocer la velocidad del aire a la salida para confirmar que los intercambios de calor se dan con tiempo suficiente y con un mínimo de rigor. Para ello se utiliza el anemómetro de hilo caliente EE650 de E+E Elektronik igualmente, el cual tiene una ventaja que es la sensibilidad a los cambios rápidos de velocidad, y permitirá conocer la velocidad precisa a cualquier instante.

### **3.2.2. Características relacionadas con los circuitos hidráulicos.**

En los dos procesos se utiliza un líquido para el intercambio de calor, pero no el mismo. En el primero, sobre los paneles se rocía agua, mientras que en el segundo, las tuberías contendrán una mezcla de agua con etilenglicol al 25% en volumen para mejorar la transferencia de calor.

Para la caracterización de ambos procesos es necesario conocer las temperaturas a la entrada y salida de cada uno de los circuitos. El instrumento utilizado para estas medidas son las termorresistencias Pt100 Clase 1/10 DIN de TC Medida y Control de Temperatura. Se adaptan las tuberías que componen los circuitos para que las sondas se encuentren dentro de ellas.

Los balances requieren también del flujo másico que circula por las tuberías. El instrumento elegido para conocer el flujo másico es el caudalímetro de ultrasonidos Portaflow 300 de Micronics debido a sus características y su comodidad de manipulación. Este devuelve valores de caudal, y a partir del volumen específico de los líquidos podremos calcular el flujo a partir del caudal.

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad (3.1)$$

Donde “ $\rho$ ” representa la densidad del líquido.

### **3.2.3. Características de la carga de funcionamiento de los ventiladores.**

Se pretende conocer finalmente cómo funciona la máquina. Esto es, si está funcionando a carga completa o a un porcentaje de carga. Para ello se mide la corriente eléctrica con la que se alimentan los ventiladores. Las pinzas amperimétricas HMM801 de Omega miden la corriente que circula por un cable con solo rodearlo, sin necesidad de conectarlo en serie, lo cual facilita el

conexionado.



### 3.3. Descripción de los sensores.

#### 3.3.1. Termorresistencia.

##### 3.3.1.1. Principio de funcionamiento.

Una termorresistencia o RTD, del inglés “Resistive Temperature Detector”, es un sensor de temperatura cuyo principio físico se basa en la resistividad de los metales, es decir, en la variación de la resistencia de un conductor con la temperatura. Esto se debe a que, al incrementar la temperatura, los iones vibran con mayor amplitud y se dificulta el paso de los electrones a través del conductor.

La variación de la resistencia viene dada por la siguiente fórmula:

$$R = R_0 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta T) \quad (3.2)$$

Donde:

$R_0$ : Resistencia inicial.

$\Delta T$ : Variación de temperatura.

$\alpha$ : Coeficiente de temperatura del conductor.

Las características que deben tener los metales son un alto coeficiente de resistencia y alta resistividad, para que tenga mayor sensibilidad y que haya una relación lineal entre la resistencia y la temperatura.

El platino es el conductor óptimo, ya que, además de cumplir las características, tiene un rango de temperatura mayor que otros de uso habitual como son el cobre o el níquel, pero su precio es más elevado.

Los dos tipos de RTD son: de hilo enrollado, que permite la contracción y dilatación del material sensible, y de laminado, que tiene una menor masa térmica y es más barato, aunque con menor estabilidad. La termorresistencia utilizada en los ensayos es de hilo enrollado.

Las ventajas de utilizar este tipo de sensores es que tiene un margen de temperaturas muy amplio. Como tienen una gran sensibilidad, toma las medidas con mucha exactitud y repetitividad. Además, presentan derivas en la medida de 0,1 °C al año, por lo que son muy estables en el tiempo.

Los inconvenientes son que el coste es más alto que el de los termopares o termistores, su tamaño será mayor limitando así su velocidad de reacción, son frágiles ante vibraciones o golpes y sufren pérdidas por el efecto Joule [16].

### 3.3.1.2. Descripción de la RTD Pt100 clase 1/10 DIN de 4 hilos.

Sabemos que las RTDs son de hilo enrollado, pero debemos conocer el resto de sus características. La denominación Pt100 se aplica a las termorresistencias de platino cuyo valor de resistencia inicial, a 0°C, es 100 Ω. El valor de su coeficiente de temperatura es 0,003851°C<sup>-1</sup>. Si aplicamos la Ecuación (3.2) podemos hallar la resistencia a una temperatura diferente. Por ejemplo, la resistencia para 100°C es de 138,51 Ω.

Generalmente un Pt 100 se utiliza cuando se requiere una precisión alta, no se requiere un tiempo de respuesta rápido, no se espera choques o vibraciones y se quiere evitar los problemas eléctricos, que pueden ocurrir utilizando termopares (menos fuentes de errores).

El siguiente dibujo muestra las partes principales de una RTD:

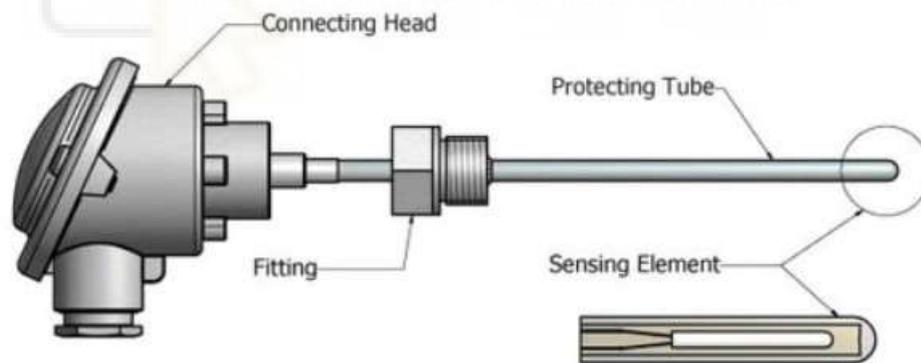


Figura 3.2: Partes de una termorresistencia. [17]

La RTD tiene diferentes tipos de conexión: con 2, con 3 y con 4 hilos. Esta en concreto se conecta con 4 hilos. La forma más fácil de conexión es con 2 hilos, pero también es la menos recomendada. Si colocamos el lector del sensor a más de una cierta distancia, alrededor de 10 metros, se puede perder la señal. La conexión a 3 hilos es la más habitual, pero presenta una limitación. Los 3 cables deben tener la misma resistencia, y por tanto la misma longitud. Por el contrario, la conexión a 4 hilos es la más cara, pero a su vez la más precisa y cómoda,

pues los cables pueden tener resistencias distintas y no variará la lectura de las temperaturas [18].

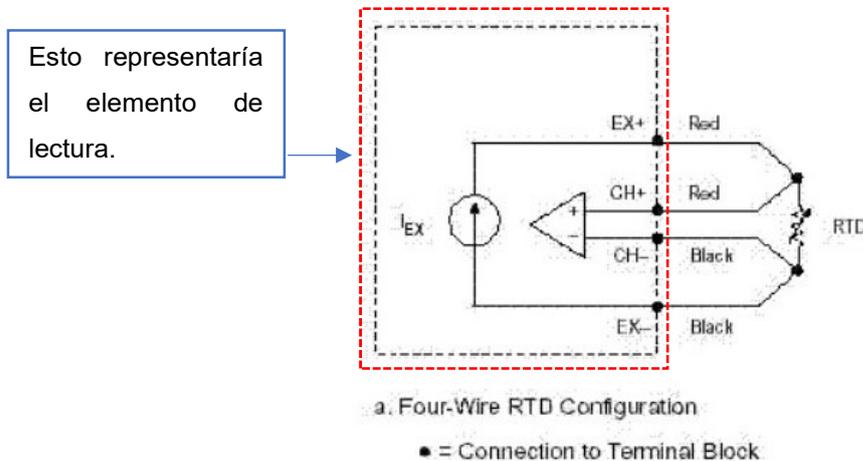


Figura 3.3: Conexión de una RTD a 4 hilos. [19]

La conexión de la termorresistencia con 4 hilos al elemento de lectura sigue un código de colores, donde los cables de color rojo representan el polo positivo y los negros, o blancos, dependiendo del modelo y la marca, representan el negativo. Los cables van directamente conectados al elemento de lectura, sin necesidad de una fuente de alimentación. Además, como podremos comprobar más adelante, en el apartado referido a la tarjeta multiplexora, es necesario conectar dos hilos, uno positivo y otro negativo cualesquiera, a un canal de lectura de voltaje  $n$  y los otros dos al canal que suma una decena a este,  $n+10$ . Es decir, si los primeros van conectados al canal 1, los otros deben ir conectados al 11. La lectura de temperatura se mostraría en el canal 1.

### 3.3.1.3. Características específicas.

Según la norma DIN-EN (IEC) 60 751, la tolerancia del elemento será diferente en función de la temperatura de trabajo. Esta termorresistencia tiene un rango de temperaturas muy elevado, de  $-100^{\circ}\text{C}$  a  $500^{\circ}\text{C}$ . Las tolerancias pasan de  $\pm 0,03^{\circ}\text{C}$  a  $0^{\circ}\text{C}$  hasta  $\pm 0,08^{\circ}\text{C}$  a  $100^{\circ}\text{C}$  [20]. En este ensayo, las temperaturas van a rondar la temperatura ambiente habitual, los  $25^{\circ}\text{C}$ . Interpolando, podemos considerar una tolerancia de  $\pm 0,04^{\circ}\text{C}$ .

A diferencia de los demás sensores, el software cuenta con una función que devuelve directamente el valor de temperatura que mide la sonda, no la señal

que emite para ser convertida después.

### **3.3.2. Caudalímetro de ultrasonidos.**

#### **3.3.2.1. Principio de funcionamiento.**

El principio físico en el que se basa el caudalímetro de ultrasonidos es el efecto Doppler, por el que la frecuencia de una señal ondulatoria es modificada debido a partículas en movimiento. Esta modificación de la señal ondulatoria de partida es proporcional a la velocidad del fluido, y, por lo tanto, de su caudal.

Existen dos modos de funcionamiento: continuo y pulsado. El funcionamiento en modo continuo es el siguiente: un emisor de ultrasonidos se sitúa en el exterior del conducto y emite una onda continua. Las partículas del flujo la dispersan y se recibe por un receptor, que puede ser el mismo emisor que actúe como tal. La diferencia de frecuencia media es proporcional a la velocidad media.

En el modo pulsado, los ultrasonidos se emiten en cortos trenes de ondulaciones (pulsos) y se recibe por el emisor en el tiempo entre pulso y pulso. Conociendo la diferencia entre el tiempo de emisión y recepción, la distancia con la que se produce la reflexión (dato suministrado por el equipo) y la modificación de la frecuencia de los ultrasonidos, se obtiene la velocidad a la que circula el fluido, y a partir de esta el caudal que circula por la tubería.

Los ultrasonidos viajan a velocidad constante y conocida la velocidad de propagación de la onda, "c", en el medio, que en este caso es un líquido. Si este está en movimiento, la velocidad de los ultrasonidos respecto a un sistema fijo al conducto será la composición de ambos movimientos, por lo que se puede utilizar el tiempo de tránsito entre el emisor y el captador para deducir la velocidad media. Cuando un ultrasonido se transmite desde el transductor A hasta el transductor B la velocidad a la que el sonido viaja a través del líquido es acelerada ligeramente por la velocidad del líquido. Cuando el sonido se transmite en la dirección opuesta al flujo, su velocidad de propagación disminuye. La diferencia entre el tiempo empleado para recorrer la misma distancia (aunque en direcciones opuestas) es directamente proporcional a la velocidad del flujo.

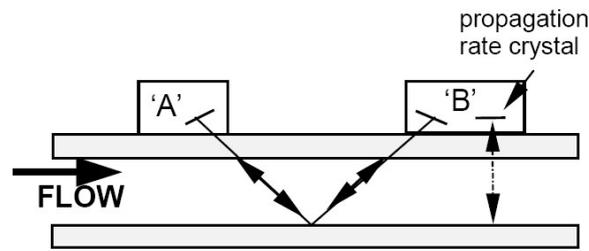


Figura 3.4: Esquema del movimiento de las ondas en el medio.

En el medidor de la figura anterior, el emisor y el receptor se encuentran en A. Al emitirse la señal de ultrasonido desde A, esta viaja hasta un reflector B, empleando el tiempo  $t_{AB}$ . Una vez reflejada la onda por B, esta tardará un tiempo  $t_{BA}$  en volver al emisor A.

Los tiempos  $t_{AB}$  y  $t_{BA}$  son los siguientes:

$$t_{AB} = \frac{L}{c+v \cdot \cos\theta} \quad (3.3)$$

$$t_{BA} = \frac{L}{c-v \cdot \cos\theta} \quad (3.4)$$

Donde:

v: Velocidad del fluido.

$\theta$ : Ángulo que forma el conducto con la línea recta que une a ambos emisores.

c: Velocidad de propagación de la onda en el fluido.

L: Distancia recorrida por la onda de A a B.

Despejando la velocidad obtenemos esta expresión:

$$v = \frac{L}{2 \cdot \cos\theta} \cdot \frac{t_{BA} - t_{AB}}{t_{AB} \cdot t_{BA}} \quad (3.5)$$

Para hallar el caudal, solo queda relacionarlo con la velocidad del fluido. Esto se consigue mediante el área de paso de la tubería [21]:

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (3.6)$$

$$Q = v \cdot A = \frac{L}{2 \cdot \cos\theta} \cdot \frac{t_{BA} - t_{AB}}{t_{AB} \cdot t_{BA}} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (3.7)$$

Donde:

A: Área de paso de la tubería.

D: Diámetro de la tubería.

### 3.3.2.2. Descripción del caudalímetro por ultrasonidos Portaflow 300.

El caudalímetro Portaflow 300 consta de dos sondas que trabajan por pares, una como emisor y otra como receptor. La placa piezo-cerámica de una de las sondas es excitada por un impulso de tensión, generándose un impulso ultrasónico que se propaga a través del medio líquido a medir. Esta señal es recibida en el lado opuesto de la conducción por la segunda sonda que lo transforma en una señal eléctrica. El convertidor de medida determina los tiempos de propagación del sonido en sentido y contrasentido del flujo en el medio y calcula su velocidad de circulación a partir de ambos tiempos.

El equipo de medida consta además de las sondas, de una consola de control, desde la cual se pueden configurar las medidas, monitorizar los resultados, y transformar el resultado en una señal de 4 - 20 mA, de 0 – 20 mA o de 0 – 16 mA de corriente continua, para poder ser leída por el sistema de adquisición de datos.

Para una correcta medida del caudal es necesario conocer los siguientes datos del conducto a medir, que se introducirán en la consola al configurarla:

- El diámetro exterior de la tubería.
- El espesor y el material de la misma.
- El espesor y el material del revestimiento, si lleva.
- El fluido a medir, ya que es necesario conocer la velocidad de propagación del sonido en él.

Estos datos están generalmente incluidos en las tuberías por las que va a circular el líquido.

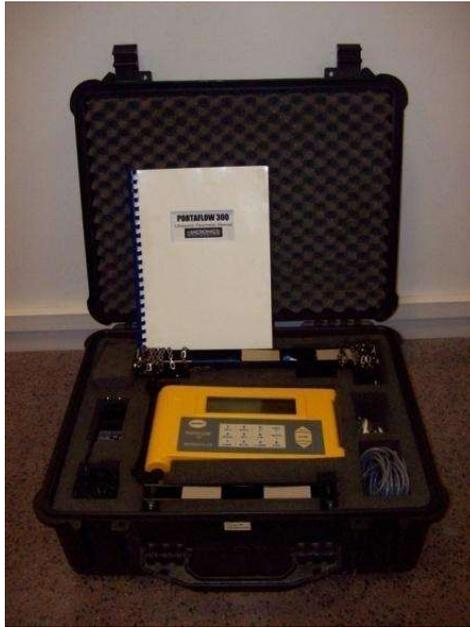


Figura 3.5: Elementos del caudalímetro portátil Portaflow 300.



Figura 3.6: Introducción de los datos en los caudalímetros.

Una vez introducidos estos datos en el control, éste nos indicará en qué modo colocar los sensores (réflex o modo diagonal), así como las distancias a las que colocar los sensores y una estimación de qué velocidad máxima se puede medir. Este valor de velocidad se puede variar de modo que, si por la tubería circula un líquido a una velocidad fuera del rango esperado, el sensor devuelva una señal de un valor fuera de rango. Por ejemplo, se puede seleccionar que devuelva un valor de 25 mA, que está fuera del rango de respuestas de la máquina, para diferenciar fácilmente en el análisis de los resultados una lectura que no es de interés. Si se requieren unos límites específicos, se pueden variar los límites de

velocidades en función de lo que se espera, permitiendo que el posterior cálculo de la conversión de la señal en el parámetro que mide sea más simple y precisa.

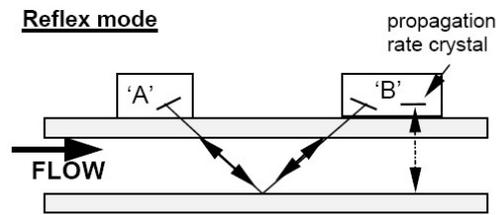


Figura 3.7: Funcionamiento en modo réflex.

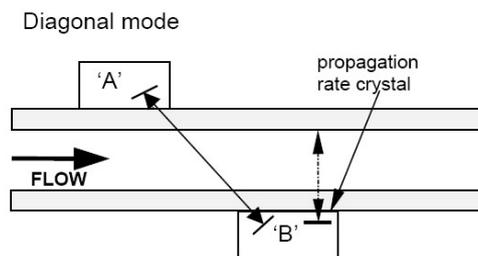


Figura 3.8: Funcionamiento en modo diagonal.

Al estar los transductores colocados en el exterior del conducto, no existe una manera exacta de conocer lo que ocurre en el fluido. Se debe asumir, por tanto, que el flujo está completamente desarrollado, bien en condiciones de flujo turbulento o bajo flujo laminar. Además, se asume que el perfil de velocidades es axial simétrico.

Como el caudalímetro responde a una señal uniforme, cuando el flujo no esté completamente desarrollado habrá errores de medida que no se pueden predecir ni compensar. Las distorsiones en el perfil del flujo provienen de elementos singulares aguas arriba como codos, válvulas, bombas, etc.

Para asegurar un perfil uniforme, hay que montar los transductores suficientemente separados de cualquier elemento singular, de modo que no ejerzan ningún efecto en la región de medida.

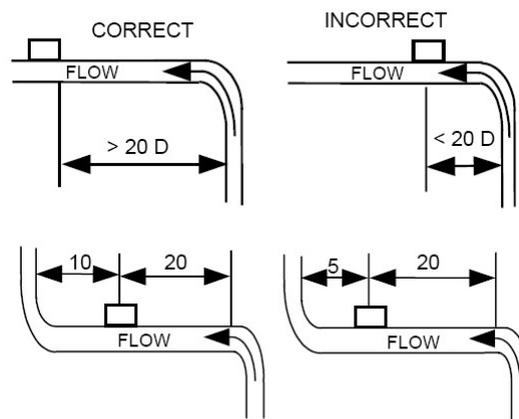


Figura 3.9: Recomendaciones de posicionamiento del caudalímetro.

La distancia mínima del transductor a un elemento singular situado aguas arriba, para asegurar que la medida es suficientemente precisa, debe ser de veinte veces el diámetro del conducto, y la distancia respecto de un elemento situado aguas abajo debe ser de diez diámetros. Como no es posible cuantificar la distorsión que produce cada uno de los elementos singulares, los fabricantes no aseguran una medida de calidad si no se cumplen las recomendaciones anteriores.

Es necesario introducir correctamente los valores de diámetro interior y exterior de la tubería y material de esta. Además de la correcta posición y alineamiento de los transductores, de igual importancia es la condición de la superficie de la tubería en la región donde están colocados los transductores: una superficie irregular puede impedir un buen contacto entre los transductores y la tubería, originando problemas de medida [22].

El sistema de conexión del caudalímetro es algo complejo. La conexión a la tarjeta multiplexora es simple, únicamente utiliza dos cables que van conectados positivo con positivo y negativo con negativo a un canal de lectura de intensidades. La alimentación también es simple, pues se conecta a la corriente y cuenta incluso con una batería que permite utilizarlo sin necesidad de enchufes. La parte más compleja de su conexión es el vínculo entre la consola y los transductores, el cual se crea mediante tres cables, uno negro, uno rojo y uno azul. La conexión a la consola está marcada con los colores. Al portador de los sensores van conectados el negro a la misma estructura portadora, el azul al

transductor fijo y el rojo al transductor móvil. En las figuras siguientes se muestra este vínculo:



Figura 3.10: Conexión consola-transductores.

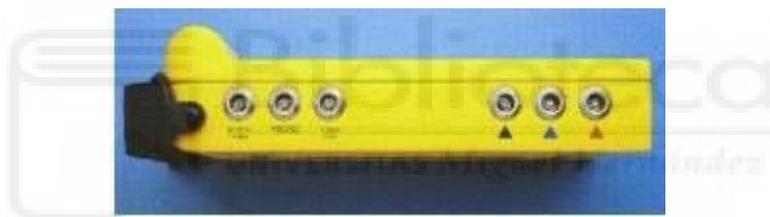


Figura 3.11: Entradas cables negro, azul y rojo en la consola.

### 3.3.2.3. Características específicas.

Al configurar el caudalímetro, devuelve una estimación de la velocidad máxima que puede medir, la cual se puede variar.

El sistema de monitorización desarrollado consta de dos caudalímetros con funciones muy diferentes, por tanto, cada uno se configurará de una forma distinta. El caudalímetro primario medirá caudales más importantes e introducimos un límite superior de 100 m<sup>3</sup>/h, mientras que el del panel, que medirá valores mucho menores, tendrá un límite superior de 1,2 m<sup>3</sup>/h, de modo que la lectura sea más precisa.

La señal de respuesta seleccionada es la de 4-20 mA para ambos, y el error en la medida del instrumento es del 2% de la lectura realizada o de 0,02 m/s, el valor mayor.

### **3.3.3. Termohigrómetros.**

#### **3.3.3.1. Principio de funcionamiento para la medida de la humedad relativa.**

Como ya es conocido, los termómetros son instrumentos que miden la temperatura, en cambio, los higrómetros son menos conocidos. Estos son instrumentos medidores de la humedad relativa. La humedad relativa se define como la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco, con respecto a la máxima cantidad de vapor que podría contener el aire a la misma temperatura previa a la saturación. Los termohigrómetros son sensores capaces de medir ambos parámetros, tanto la humedad relativa como la temperatura.

Existen diferentes tipos de higrómetros, como los de condensación, los de cabello, o los capacitivos. Los que hemos utilizado en estos ensayos son capacitivos.

En estos higrómetros, el sistema de medición está compuesto por un medidor conectado a una sonda. El sensor utiliza un capacitador que tiene como dieléctrico un material cuya constante dieléctrica cambia con las variaciones de humedad relativa. Estas variaciones capacitivas causan un cambio de frecuencia en la electrónica del instrumento, dando lugar a una modulación de frecuencia la cual es una función de la humedad relativa. La frecuencia entonces se convierte en voltaje y ese voltaje será la señal que devuelve el higrómetro [23].

#### **3.3.3.2. Principio de funcionamiento para la medida de la temperatura.**

Al igual que con el higrómetro, existen diferentes tipos de termómetros, como el de mercurio, los pirómetros, que son válidos para altas temperaturas, e incluso termómetros que siguen un principio parecido al del higrómetro pues trabajan con sondas capacitivas. Por el contrario, el termómetro que usa el termohigrómetro utilizado es una RTD, cuyo funcionamiento se ha explicado en un apartado anterior, y se basa principalmente en la variación de la resistencia de un conductor con la temperatura.

#### **3.3.3.3. Descripción del termohigrómetro EE210 tipo T2.**

Los sensores de temperatura y humedad relativa vienen en un mismo conjunto.

Generalmente suelen ir provistos de un capuchón que cubre el cilindro que sobresale de la base, donde se encuentran las sondas, para que la medida no se vea afectada por la lluvia o la radiación.



Figura 3.12: Termohigrómetro EE210 T2 sin capuchón.



Figura 3.13: Termohigrómetro con capuchón.

En la Figura 3.12 se puede ver el cilindro que contiene los sensores. Estos se encuentran al final del cilindro y por eso el capuchón se coloca cubriéndolos. Como medidas de protección, además del capuchón, los huecos que quedan en el cilindro para permitir el paso del aire están cubiertos por una malla que permite el paso de moléculas de aire y agua, pero impide el de posibles impurezas que se puedan encontrar en el ambiente. Ambos sensores están colocados al lado, ya que no interfieren el uno con el otro.

Un cable recorre el cilindro poniendo en contacto los sensores con la placa, en la que las señales recibidas se convierten en una salida de voltaje de corriente continua.

El termohigrómetro es un instrumento pasivo, es decir, necesita de la excitación

de una corriente para funcionar.

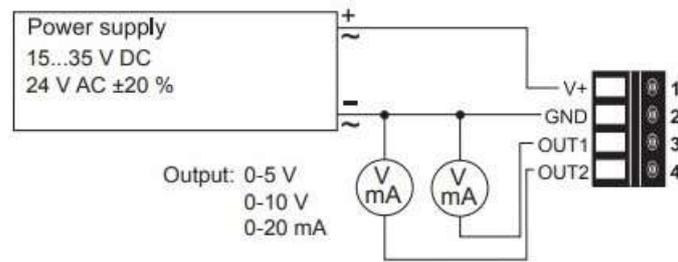


Figura 3.14: Esquema de conexión. [24]

En el esquema anterior se aprecia el circuito de conexión. 4 hilos conectan fuente de alimentación, sensor y herramienta de lectura del sensor. El polo positivo de la fuente de corriente conecta con el puerto positivo del sensor (“V+”). El negativo conecta con la salida a tierra del sensor (“GND”) y con las entradas negativas de los dos canales que ocupará el termohigrómetro en la tarjeta multiplexora. Las salidas OUT1 y OUT2 son las que contienen la información generada por el sensor en las medidas de humedad relativa y temperatura respectivamente. Estas van conectadas mediante un hilo con las entradas positivas de los canales de la tarjeta. Es importante recordar qué canal se conecta a OUT1 y cuál a OUT2, para no confundir los valores de temperatura con los de humedad relativa.

#### 3.3.3.4. Características específicas.

Los termohigrómetros cuentan con dos sensores, lo que suponen dos salidas distintas. Coincidirán los límites en las señales de salida, que irán de 0 a 10 VCC, pero los límites en la medida son evidentemente diferentes. El higrómetro es capaz de medir cualquier humedad relativa, es decir, humedades de entre el 0 y el 100%, y el error de medida es de  $\pm(1,5+0,015*\text{valor medido})\%$ . Los límites del termómetro, por el contrario, oscilarán entre -40 y 60°C, y la precisión en el rango de temperaturas en que trabajará es de  $\pm 0,25^\circ\text{C}$ .

#### 3.3.4. Anemómetro de hilo caliente

##### 3.3.4.1. Principio de funcionamiento.

Hay varios diseños diferentes de anemómetros de hilo caliente, pero la mayoría consta de dos sondas con un hilo de tungsteno, platino o platino-iridio estirado entre ellas en versiones de circuito de temperatura constante de un anemómetro.

Los anemómetros de hilo caliente funcionan enviando una corriente eléctrica a través del hilo. Esta corriente hace que el cable se caliente. Cuando el aire pasa sobre el dispositivo, enfriará el cable. Este proceso de enfriamiento indica la presencia de energía de movimiento y el tiempo que tarda el alambre en enfriarse, permite determinar la velocidad del fluido a su paso por el alambre.

Las principales ventajas que nos han llevado a elegir esta sonda son su tamaño y fácil manejo, así como su sensibilidad a los cambios rápidos de velocidad, debida a su pequeña constante de tiempo.

También tienen ciertos inconvenientes, como las limitaciones físicas del hilo. Al ser hilos muy delgados, la resistencia no es muy elevada y un mal uso puede llegar a romperlo. Asimismo, puesto que la medida de la velocidad depende de la temperatura del hilo, la misma temperatura atmosférica puede llegar a influir y distorsionar los datos [25].

#### 3.3.4.2. Descripción del anemómetro de hilo caliente EE650.

La sonda de hilo caliente se compone de un elemento que contiene la placa con un panel en el que se muestra la velocidad que se está midiendo, y un cable conectado al cilindro que contiene el sensor. Al igual que los termohigrómetros, el sensor se encuentra al final de tal cilindro con unas aberturas alrededor. Por el contrario, este no lleva una malla protectora, pues el hilo del sensor es insensible a la suciedad y el polvo. Mientras su función transcurra en ambientes con condiciones normales, no necesitará de mantenimiento. En el caso de trabajar en ambientes contaminados es conveniente limpiar periódicamente el sensor.



Figura 3.15: Anemómetro de hilo caliente.

La conexión de este dispositivo al elemento de lectura es análoga al de los termohigrómetros, con la principal diferencia de que utiliza 3 cables en lugar de 4, dado que solo devuelve una señal y no dos como los termohigrómetros.

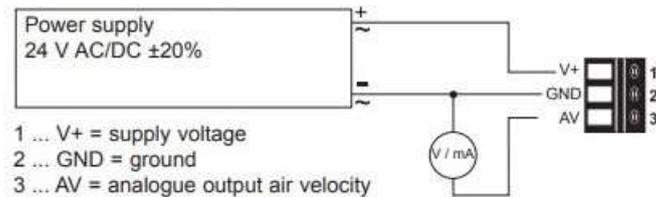


Figura 3.16: Esquema de conexión.

La principal característica diferencial del anemómetro es el amplio rango de posibilidades que ofrece en cuanto a la respuesta que genera. Con unos simples conectores permite seleccionar el tiempo de respuesta, el rango de velocidades que mide y si devuelve una señal de corriente o de voltaje.

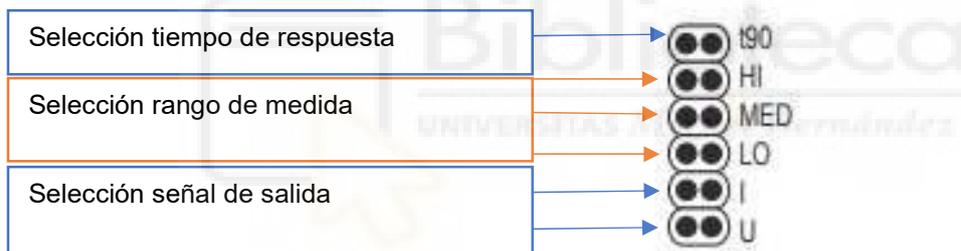


Figura 3.17: Conectores de selección de funcionamiento.

El método de empleo del sistema es con unos pequeños conectores que se conectan manualmente a lo que se estime más conveniente. El conector "t90" puede estar conectado o no. Si está conectado, el tiempo de respuesta será de 4 segundos, mientras que si no está conectado será de 1 segundo.

En la selección del rango de medida, la función "HI" es capaz de medir velocidades de 0 a 20 metros por segundo. La función "MED" alcanza únicamente los 15 metros por segundo, y el más bajo es el "LO", que alcanza los 10 metros por segundo.

Finalmente, la selección de la señal de salida queda entre una señal de intensidad que va de 4 a 20 mACC, el conector "I", y una de voltaje que va de 0 a 10 VCC, el conector "U".

Las 3 posibilidades de selección no funcionan igual. La selección de rango de medida y de la señal de salida deberán tener siempre alguna de las posibilidades conectada. Por otro lado, la selección del tiempo de respuesta solo permite seleccionar “t90” aun teniendo 2 posibilidades de funcionamiento. En este caso, si no se conecta “t90” automáticamente el sensor dará un tiempo de respuesta de 1 segundo [26].

#### **3.3.4.3. Características específicas.**

Utilizamos los conectores “LO” y “U”, y mantenemos “t90” sin conectar. El error en la medida de este sensor es de  $\pm(3\%$  de la lectura+0,02 m/s).

#### **3.3.5. Anemómetro de hélice con veleta.**

##### **3.3.5.1. Principio de funcionamiento para la medida de la velocidad.**

Al igual que para los termohigrómetros, el anemómetro es capaz de medir dos parámetros, que en este caso son la velocidad y la dirección del viento.

La medida de la velocidad se realiza interponiendo las aspas del anemómetro en la dirección de la corriente de viento. Éste moverá las aspas a una determinada velocidad angular, las cuales mueven a su vez a un pequeño alternador que genera una señal senoidal de corriente alterna cuya frecuencia es proporcional a la velocidad del viento. Los circuitos internos convierten esta señal original en una corriente de salida.

##### **3.3.5.2. Principio de funcionamiento para la medida de la dirección.**

La medida de la dirección del viento se realiza mediante la veleta, la cual está unida a una base móvil y está conectada a un potenciómetro de 10 k $\Omega$ . Dependiendo de la posición en la que esté el potenciómetro, sabremos cual es la dirección de los vientos predominantes en la zona. La posición de referencia son los 0°, y está marcada en el sensor. Para calibrar el sensor y saber qué dirección es cada señal, hay que tomar una referencia externa con la marca del grado 0, como puede ser el norte.

##### **3.3.5.3. Descripción del anemómetro de hélice con veleta modelo 05103L.**

El modelo de anemómetro elegido de la marca Young es un modelo muy ligero y resistente a la corrosión y los golpes. Precisa de poco mantenimiento, por lo

que puede ser utilizado durante largas temporadas sin necesidad de vigilancia.



Figura 3.18: Anemómetro 05103L YOUNG.

La elección de un emplazamiento apropiado es muy importante para la obtención de la medida. Los remolinos generados por árboles, edificios u otras estructuras pueden perturbar significativamente la velocidad y dirección del viento observadas. Como regla general a tener en cuenta para la obtención de datos fiables, se admite que la perturbación del flujo de aire alrededor de una estructura se extiende aguas abajo seis veces la altura del edificio, aguas arriba dos veces la altura del edificio y sobre el nivel del suelo dos veces la altura del edificio. Para algunas aplicaciones puede no ser práctico o necesario cumplir estos requerimientos.

La correcta puesta a tierra del anemómetro es de vital importancia para su operación: bajo ciertas condiciones atmosféricas, se puede generar electricidad estática que se descargue a través de los transductores. Esta descarga puede causar señales erróneas o dañar al aparato.

El anemómetro ha de ser alimentado eléctricamente desde el exterior, por lo que se ha de conectar a una fuente de 8 a 30 VCC, y ser colocado en serie con la tarjeta de adquisición de datos y la fuente de alimentación. A pesar de ser una conexión similar a la de los termohigrómetros, existen dos diferencias principales.

La primera es la salida que devuelve el anemómetro, que es de corriente, por lo que deberá conectarse a dos canales de lectura de intensidades. La segunda se debe al orden de conexión de los elementos. Los termohigrómetros tienen un puerto de conexión común que recibe al polo positivo de la fuente de corriente,

otro que se conecta directamente con el negativo tanto de la fuente como de los canales de la tarjeta, y dos salidas diferenciadas que devuelven las respuestas de temperatura y humedad y harán de polo positivo para los canales de la tarjeta multiplexora. Mientras tanto, el anemómetro diferencia las salidas que va a devolver en pares. Dos puertos del sensor harán las labores de los polos positivo y negativo en la medida de la velocidad, y otros dos las de la medida de la dirección. El negativo irá conectado al puerto positivo del canal correspondiente de la tarjeta. La fuente de alimentación conectará su polo positivo al puerto positivo del sensor y el negativo al puerto negativo del canal de la tarjeta. La conexión para las dos medidas es análoga. Se muestra un esquema de la conexión que ayuda a comprenderla:

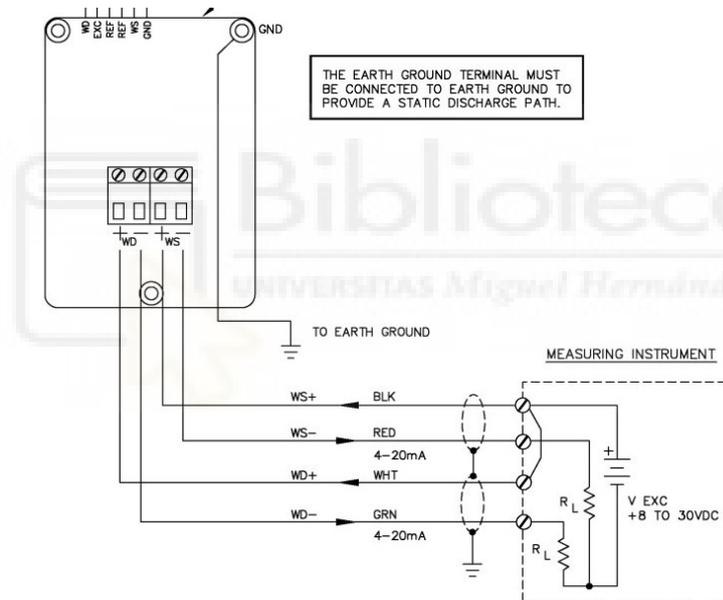


Figura 3.19: Esquema de conexión. [27]

Las resistencias  $R_L$  representan los canales de la tarjeta multiplexora.

#### 3.3.5.4. Características específicas.

El anemómetro de hélice con veleta está compuesto por dos sensores. Cada uno de estos devolverá una señal diferente, pero ambos de 4 a 20 mA.

Los límites del anemómetro van desde 0 hasta los 50 m/s, y la precisión en la medida es de  $\pm 0,3$  m/s.

La veleta es capaz de medir cualquier dirección, esto es, su rango de

funcionamiento va de 0 a 360°, y el error en la medida es de 3°.

### 3.3.6. Pinzas amperimétricas.

#### 3.3.6.1. Principio de funcionamiento.

Una pinza amperimétrica se trata de un medidor eléctrico muy útil ya que posibilita la medición de intensidades de corriente, en conductores con carga, sin tener que desconectar el circuito eléctrico. Para realizar una medición con un multímetro tradicional, en cambio, es necesario seccionar los cables del circuito para que las sondas del multímetro entren en contacto con los conductores.

El funcionamiento de una pinza amperimétrica en corriente continua es diferente al de corriente alterna. Generalmente, en alterna, el funcionamiento es similar a un transformador de intensidad, obteniendo el flujo magnético que genera la corriente al pasar por el conductor.

El primario de dicho transformador es la corriente que circula por el cable conductor. Mediante la inducción electromagnética se obtiene una intensidad proporcional a la del primario en la bobina del secundario, conectada al sistema de medición, y así es cómo se obtiene la intensidad de corriente alterna.

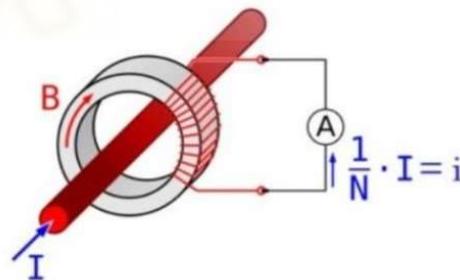


Figura 3.20: Esquema de funcionamiento del toroide.

El funcionamiento de la pinza amperimétrica en corriente continua se basa en el efecto Hall. Cuando una corriente pasa por una célula semiconductor de efecto Hall, y al mismo tiempo se suministra un campo magnético de inducción perpendicular al sentido de la corriente, se obtiene en las caras laterales de la célula una tensión proporcional al valor de la inducción y de la intensidad. Esta es la tensión de efecto Hall.

La corriente que pasa por la célula se genera mediante un circuito electrónico

que funciona con la batería propia de la pinza. El campo magnético de inducción es generado por el paso de la corriente a través del conductor situado en la parte interior de las pinzas en forma de arco [28].

El principal inconveniente de la pinza es que su medida puede ser alterada por campos magnéticos que puedan estar presentes cerca de la corriente a medir.

### 3.3.6.2. Descripción de la pinza amperimétrica HMM801.

La pinza amperimétrica utilizada en los ensayos consiste principalmente en un toroide formado por espiras arrolladas que trabaja en corriente alterna. El toroide generará un campo magnético que induce una fuerza electromotriz en las espiras que será la que lea el sistema de adquisición de datos.



Figura 3.21: Pinza amperimétrica HMM801 de Omega.

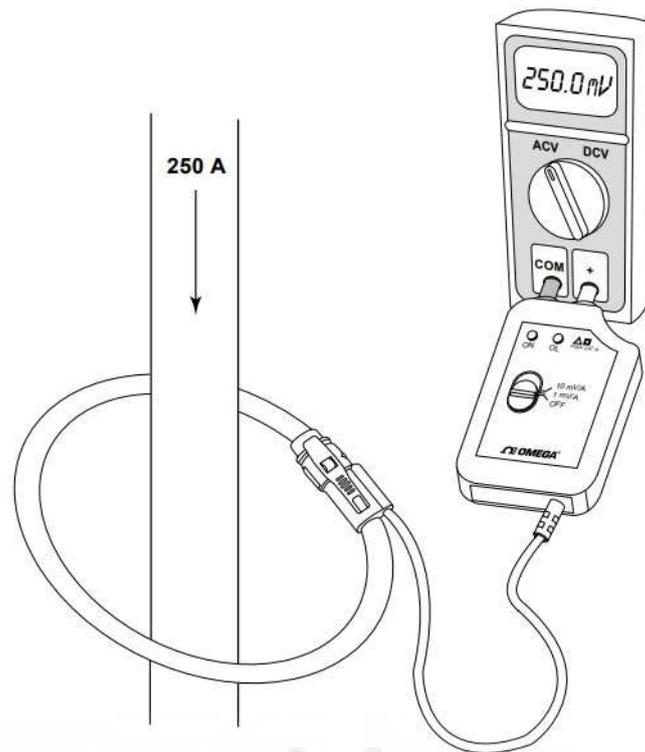


Figura 3.22: Medida de la corriente de un cable. [29]

En el esquema se aprecia la forma en que se toman medidas de la intensidad que circula por un cable. En las pinzas se encuentra el símbolo de una flecha, que muestra el sentido en el que se debe colocar el sensor en función del sentido de la corriente que circula por el cable. Se distingue también el instrumento al que devuelve la señal.

Este esquema muestra un modelo diferente al utilizado, pues permite la opción de devolver tanto una señal de 1 mV/A como de 10 mV/A. Eso quiere decir que la señal que devuelve será de 1 milivoltio por cada amperio de corriente en el cable o de 10 milivoltios por cada amperio. La señal es proporcional, si en el cable la intensidad es de 0,5 A, el toroide devolverá una señal de 0,5 mV para la opción de 1 mV/A o de 5 mV para la de 10 mV/A. En la imagen, el toroide estaría conectado a la opción de 1 mV/A, pues devuelve 250 mV para una corriente de 250 A.

Las pinzas amperimétricas HMM801 de Omega devuelven una señal de 100 mV/A de corriente alterna.

La conexión a la tarjeta multiplexora es muy simple. Se conectará a un canal de

voltaje, y solo se usarán 2 cables, uno que conectará positivo (entrada roja en toroide en la Figura 3.21) con el positivo del canal de la tarjeta, y otro que unirá negativo con negativo.

### **3.3.6.3. Características específicas.**

El toroide puede medir intensidades de hasta 30 A. La señal de salida es de 100 mV por cada amperio medido y el error es únicamente del 1% de la medida.

### **3.3.7. Listado de canales.**

A modo de resumen, podemos crear un listado que identifique todos los sensores seleccionados para facilitar la comprensión de los apartados que siguen.



Magnitud	Identificación	Tipo de sonda	Marca	Modelo	Salida	Incertidumbre
Temperatura	Water Inlet Temperature	RTD Pt100 4 hilos	TC Medida y Control de Temperatura S.A.	Clase 1/10 DIN 4 hilos	RTD 4 wire	$\pm 0,04^{\circ}\text{C}$
Temperatura	Water Outlet Temperature	RTD Pt100 4 hilos	TC Medida y Control de Temperatura S.A.	Clase 1/10 DIN 4 hilos	RTD 4 wire	$\pm 0,04^{\circ}\text{C}$
Temperatura	Evaporative Water Inlet Temperature	RTD Pt100 4 hilos	TC Medida y Control de Temperatura S.A.	Clase 1/10 DIN 4 hilos	RTD 4 wire	$\pm 0,04^{\circ}\text{C}$
Temperatura	Evaporative Water Outlet Temperature	RTD Pt100 4 hilos	TC Medida y Control de Temperatura S.A.	Clase 1/10 DIN 4 hilos	RTD 4 wire	$\pm 0,04^{\circ}\text{C}$
Temperatura	Ambient Temperature	Sensor capacitivo	E+E Elektroniks	EE210	0-10 V	$\pm 0,25^{\circ}\text{C}$
Temperatura	Intermediate air temperature	Sensor capacitivo	E+E Elektroniks	EE210	0-10 V	$\pm 0,25^{\circ}\text{C}$
Temperatura	Outlet air temperature	Sensor capacitivo	E+E Elektroniks	EE210	0-10 V	$\pm 0,25^{\circ}\text{C}$
Humedad relativa	Ambient Relative Humidity	Sensor capacitivo	E+E Elektroniks	EE210	0-10 V	$\pm(1,5+0,015^*\text{valor medido})\%$
Humedad relativa	Intermediate air Relative Humidity	Sensor capacitivo	E+E Elektroniks	EE210	0-10 V	$\pm(1,5+0,015^*\text{v. m.})\%$
Humedad relativa	Outlet air Relative Humidity	Sensor capacitivo	E+E Elektroniks	EE210	0-10 V	$\pm(1,5+0,015^*\text{v. m.})\%$
Corriente eléctrica	Fan power supply electrical current	Pinzas amperimétricas	Omega	HHM801	V	1% v. m.
Flujo másico primario	Main Water mass Flow rate	Caudalímetro ultrasonidos	Micronics	Portaflow 300	4-20 mA	2% v. m. o 0,02 m/s (mayor valor)
Flujo másico panel evaporativo	Evaporative Pad Water mass flow rate	Caudalímetro ultrasonidos	Micronics	Portaflow 300	4-20 mA	2% v. m. o 0,02 m/s (mayor valor)
Velocidad del aire	Outlet Air velocity	Sonda de hilo caliente	E+E Elektroniks	EE650	0-10V	$\pm(3\% \text{ v. m.} + 0,02)\text{m/s}$
Velocidad del viento	Wind Velocity	Anemómetro de hélice	Young	05103L	4-20 mA	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$
Dirección del viento	Wind Direction	Veleta	Young	05103L	4-20 mA	$\pm 3^{\circ}$

Tabla 3.1: Listado de los sensores utilizados.

### **3.4. Sistema de adquisición de datos.**

El sistema de adquisición de datos está compuesto por una unidad conmutadora, la DAQ970A de Keysight, y de dos tarjetas multiplexoras DAQM901A de Keysight también, compatibles con la unidad. El software, desarrollado a raíz de la misma unidad y que ejerce la misma función, pero de una forma más explícita y visual, se llama BenchVue Data Acquisition. La configuración de este se desarrolla más adelante, en el CAPÍTULO 4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

#### **3.4.1. Unidad de adquisición de datos.**

Una unidad de adquisición de datos es una conmutadora que recoge los datos de los aparatos de medida que tiene conectados mediante la tarjeta multiplexora y muestra en tiempo real el valor que marcan. La unidad utilizada en los ensayos es la DAQ970A de Keysight. Sus principales características se resumen en:

##### **3.4.1.1. Características relacionadas con el registro de datos.**

- LAN y USB para una fácil conectividad a PC (viene con GPIB adicional).
- Registro y duplicación de datos USB mediante el puerto USB del panel frontal.
- Medición directa de temperatura (termopares, RTD y termistores), deformación, voltaje de CC, voltaje de CA, resistencia de 2 y 4 cables, frecuencia, período, diodo, capacitancia, corriente de CC y corriente de CA.
- Escaneo a intervalos con almacenamiento de hasta 1 000 000 lecturas de fecha y hora.
- Configuración de canal independiente con función, escala de medición y límites de alarma disponibles por canal.
- Entrada de datos desde teclas de función (teclas de menú dentro de la vista de pantalla) y teclas fijas (teclas de menú en la parte frontal del instrumento).
- Compatibilidad con el lenguaje de programación SPCI.

##### **3.4.1.2. Características relacionadas con la adquisición y conmutación de datos.**

- Tres ranuras, hasta 60 canales de dos cables y 120 canales de un cable por sistema.
- Tasas de lectura de más de 5000 lecturas por segundo en un solo canal y tasas de escaneo de hasta 450 canales por segundo.
- Capacidad de medir intervalos de corriente muy bajos ( $1 \mu\text{ACC}$  y  $100 \mu\text{ACA}$ ) con intervalo de resistencia más alto ( $1.000 \text{ M}\Omega$ ).
- Permite elegir multiplexación, matriz, conmutación de forma C para fines generales, conmutación de RF, E/S digital, totalización, salida de DAC y funciones de lectura de DAC [30].



Figura 3.23: Parte frontal de la unidad.



Figura 3.24: Parte trasera con 3 tarjetas conectadas.

### 3.4.2. Módulo multiplexor.

Las tarjetas modulares seleccionadas son el modelo DAQM901A de la marca Keysight. La tasa de escaneo es de 80 canales por segundo. Contiene 22 canales, de los cuales 20 son de voltaje y 2 son de intensidad. Los canales de intensidad son capaces de medir señales de hasta 1 amperio, de corrientes alterna o continua y sin necesidad de una resistencia externa shunt, directas con el DMM interno. Cuando se realizan mediciones con resistencia tetrafilar, como en el caso de las RTDs, el instrumento une automáticamente al canal n con el

canal n+10 para establecer las conexiones de fuente y detección.



Figura 3.25: Tarjeta multiplexora DAQM901A.

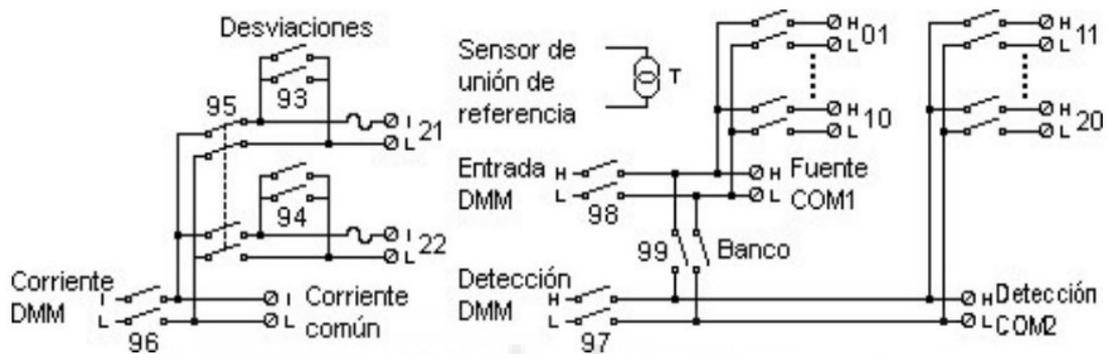


Figura 3.26: Circuito interno de la tarjeta.

En este circuito, los canales están marcados con “H” y “L”, que corresponden a las entradas positiva y negativa respectivamente. Además, vemos como están unidos los canales n y (n+10) como se ha explicado para las termorresistencias.

### 3.5. Código de colores.

Una vez conocido el funcionamiento tanto de los sensores como de la unidad de adquisición de datos, es preciso explicar cómo se han vinculado sensor, fuente de alimentación y unidad mediante las fichas. Para ello se generó un código de colores en función de los cables utilizados, como el mostrado a continuación.

SENSORES													
FUENTE		T Ent	H.R. Ent	T int	H.R. Int	T Sal	H.R. Sal	Vel aire	Vel viento	Dir Viento			
V-	V+	V-	V+	V-	V+	V-	V+	V-	V+	V-	V+	NO	V+
													V-
		R/N		R/N		R/N		R/N	NO		NO	R/N	
CANALES		201	202	203	204	205	206	211		221	222		
KEYSIGHT													

Figura 3.27: Código de colores generado para la conexión de los sensores.

Este código es válido únicamente para los sensores que necesitaban de una fuente de alimentación para funcionar, es decir, los termohigrómetros, el anemómetro de hilo caliente y el anemómetro con veleta.

En la imagen, cada una de las columnas representa una ficha, los recuadros superiores, de colores negro, rojo, verde y amarillo, la entrada a las fichas, y los inferiores, la salida. Por entrada consideramos los cables que provienen de la fuente y los sensores, y por salida los cables que se conectan a las tarjetas.

Para la comprensión de este esquema, podemos explicar el segundo cuadrado, que corresponde a la conexión del termohigrómetro de medida de las condiciones ambientales. La Figura 3.14 muestra cómo se ha de vincular este sensor. Vemos que la placa del sensor tiene 4 conectores, que son el polo positivo, “V+”, el negativo, “GND”, y las dos respuestas “OUT 1” y “OUT 2”, que devuelven las señales de humedad relativa y temperatura, respectivamente. El cuadrado de su izquierda ilustra la conexión de la fuente a las dos primeras fichas, con el polo negativo en color negro y el positivo en rojo. Estos se han empalmado con las fichas negras y rojas en todos los casos. Así, para el termohigrómetro, el cable negro parte del conector “GND” y se une a la ficha negra, el rojo parte del “V+” y se une a la ficha roja para contactar con los polos negativo y positivo de la fuente, respectivamente. Ahora, los cables de colores

verde y amarillo se han utilizado para los sensores que son capaces de medir dos parámetros. En el caso del termohigrómetro, en el conector que devuelve la señal de temperatura se ha conectado el cable verde, y en el que mide humedad relativa, el amarillo, como se distingue en la imagen, pues aparecen sobre el recuadro verde “T Ent”, de temperatura de entrada, y “H.R. Ent”, de humedad relativa de entrada. En la parte inferior, solo hay tres recuadros coloreados. Esto es porque los puertos negativos de los canales de la tarjeta se unen con el polo negativo de la fuente y del sensor. Aparece un recuadro negro con los caracteres “R/N” en su interior, pues los cables rojo y negro se han conectado a esa misma ficha. Finalmente, los recuadros verde y amarillo representan los hilos de los mismos colores que se han conectado a los canales 201 y 202, que veremos en el CAPÍTULO 4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL. que corresponden a los canales escogidos para las lecturas de temperatura y humedad relativa ambientes respectivamente.

En resumen, este esquema muestra cómo se han utilizado los cables para cada uno de estos sensores con colores, de una forma muy explícita y visual.



## CAPÍTULO 4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

### 4.1. Introducción.

La figura siguiente muestra una vista general de la disposición de los elementos primarios de la máquina y del sistema de monitorización desarrollado. Primero vemos a la izquierda un contenedor portátil con el calentador y la bomba del circuito primario. En el centro aparecen los circuitos hidráulicos, parte de los sensores y el despliegue del sistema de monitorización portátil. Finalmente encontramos a la derecha la máquina objeto de estudio, el aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático de EWK.



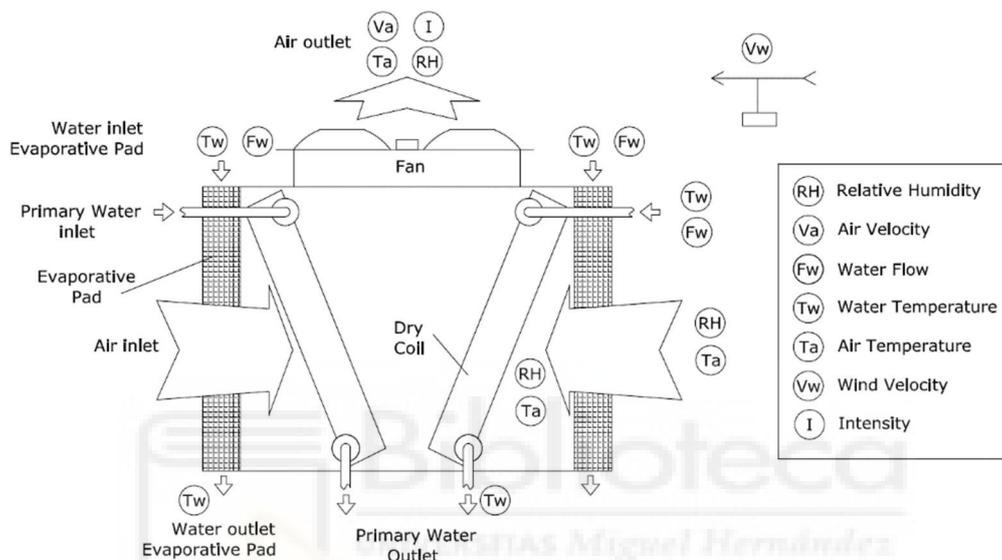
Figura 4.1: Disposición del despliegue durante los ensayos.

En este capítulo, en primer lugar, se expone la disposición de los sensores. Luego, se muestra la configuración realizada en el software de recogida de datos, se introduce cómo se desarrollaron los ensayos y en último lugar, se revela una primera imagen del formato en que se han exportado los datos y la manera en que han sido tratados posteriormente.

## 4.2. Ubicación de los sensores.

### 4.2.1. Esquema del sistema de monitorización.

El Sistema de monitorización sigue un esquema que se ha desarrollado con el propósito de conocer dónde se deben tomar las medidas de manera que se optimice la cantidad de sensores utilizados. El esquema es el siguiente:



### 4.2.2. Disposición de los sensores en la instalación.

#### 4.2.2.1. Sensores de medida del aire.

Siguiendo el esquema, observamos qué debemos medir en cada lugar. En los lugares en los que se precisa conocer la temperatura y la humedad relativa del aire (“ $T_a$ ” y “ $RH$ ”), como son la entrada y la salida del panel evaporativo y de la batería, colocaremos un termohigrómetro.

Las condiciones ambientales coinciden con las de entrada al panel evaporativo, por tanto, se utiliza el mismo termohigrómetro.

La salida del panel y la entrada de la batería son la misma sección denominada Intermedia, con lo cual solo será necesario un termohigrómetro entre los dos procesos.

Las velocidades del aire (“ $V_a$ ”) y del viento (“ $V_w$ ”) se miden con anemómetros

diferentes. A la salida de los ventiladores, se colocará el anemómetro de hilo caliente, pues los valores que va a medir deben ser más precisos. La velocidad del viento será menos influyente en los resultados y por eso su medida no debe ser tan precisa. El anemómetro de hélice con veleta se colocará cercano al aerorefrigerador con pre-enfriamiento adiabático, siguiendo las instrucciones del CAPÍTULO 3. INSTRUMENTACIÓN acerca de la distancia mínima con grandes estructuras. Este instrumento medirá además la dirección del viento que no aparece en el esquema.

Las imágenes que prosiguen muestran cómo se han colocado los sensores en la instalación.

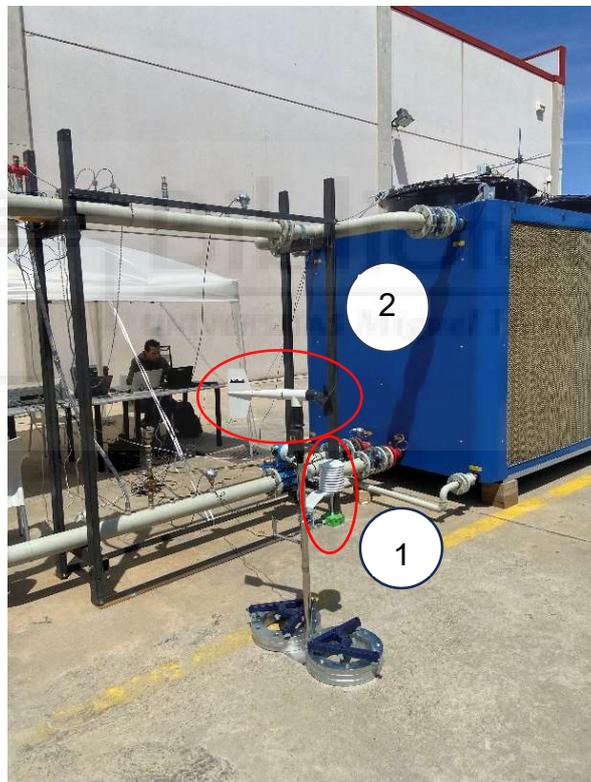


Figura 4.3: Termohigrómetro (1) y anemómetro con veleta (2) para medir las condiciones ambientales.



Figura 4.4: Termohigrómetro en la sección intermedia.

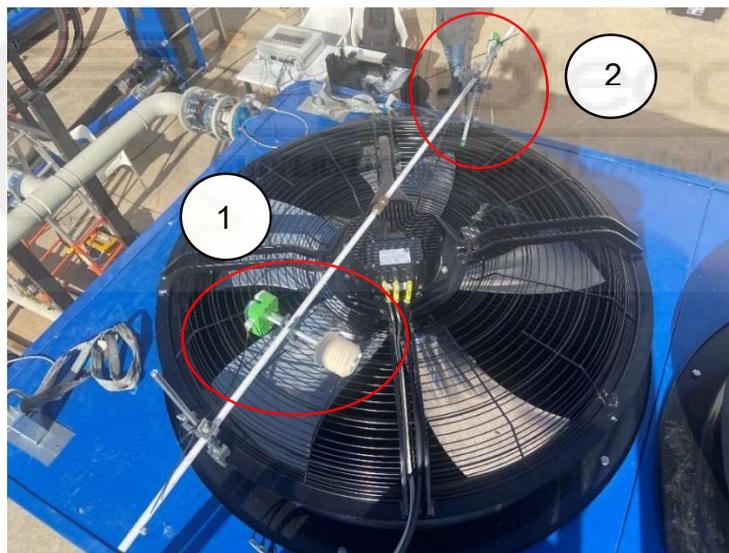


Figura 4.5: Termohigrómetro de salida (1) y anemómetro de hilo caliente (2).

#### 4.2.2.2. Sensores de medida del agua y la mezcla de agua y etilenglicol.

En los lugares en los que queremos conocer la temperatura del agua o de la mezcla de agua y etilenglicol ( $T_w$ ), es decir, en la tubería por la que circula el agua rociada sobre el panel, en la tubería a la salida de la bañera donde se deposita el agua que no se evapora con la corriente de aire, y a la entrada y la salida de la tubería que compone la batería, colocaremos una RTD. Esto significa que se emplearán 4 termorresistencias. Se han adaptado las tuberías para

permitir a las sondas de las termorresistencias, que están situadas al final del cilindro que sobresale de la cabeza de conexión, entren en contacto con el líquido que circula por ellas.

A la entrada de ambos circuitos hidráulicos se colocará además un caudalímetro para conocer el flujo másico que atraviesa cada uno de ellos ( $F_w$ ).

Las figuras a continuación muestran la disposición tanto de las termorresistencias como de los caudalímetros.

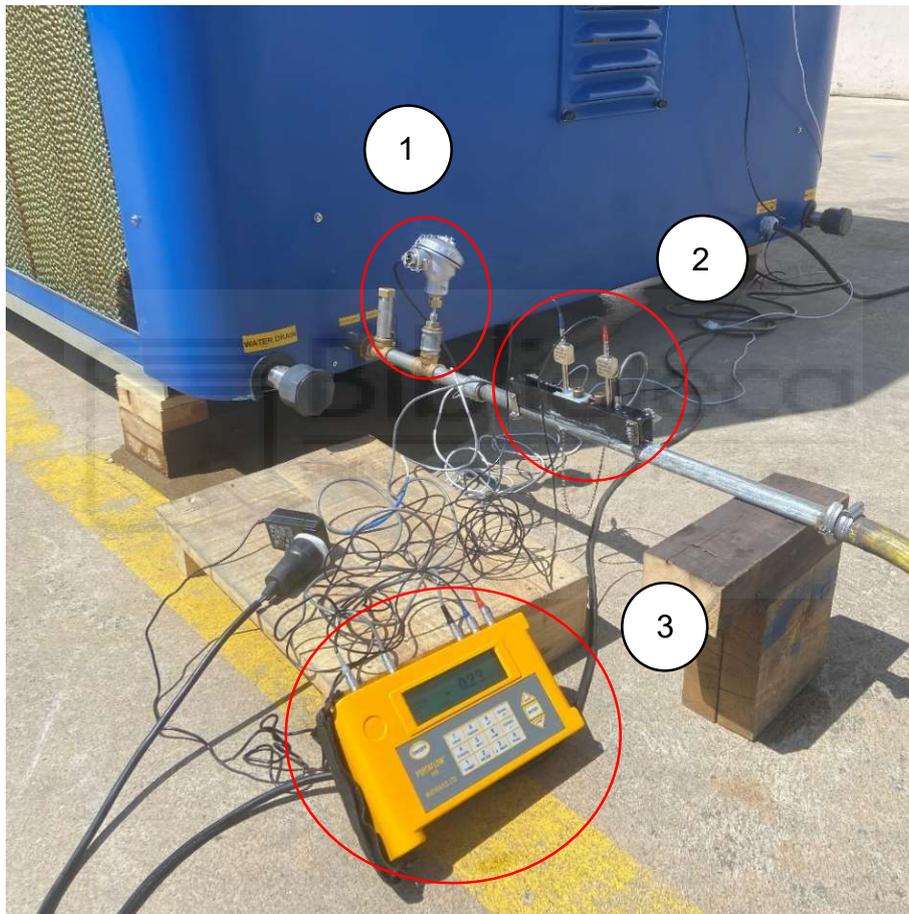


Figura 4.6: RTD (1) y sensor (2) con consola (3) del caudalímetro de ultrasonidos a la entrada del panel adiabático.

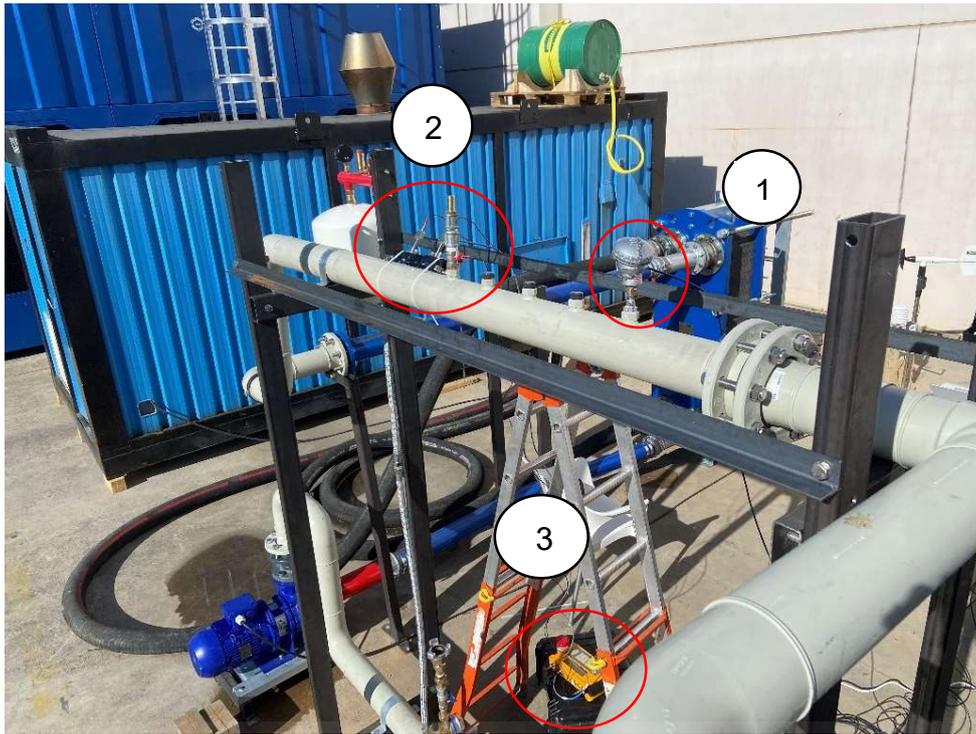


Figura 4.7: RTD (1) y sensor (2) con consola (3) del caudalímetro a la entrada del circuito primario.



Figura 4.8: RTD a la salida del circuito primario.

#### 4.2.2.3. Sensores de medida de la carga de funcionamiento de la máquina.

La intensidad ("I") a medir es la que consumen los ventiladores. Para conectar las pinzas amperimétricas tendremos que localizar los cables con los que se

alimentan y rodear únicamente uno de ellos.



Figura 4.9: Toroide midiendo la corriente de alimentación a los ventiladores.

### **4.3. Configuración del software de recogida de datos.**

#### **4.3.1. Introducción.**

La unidad de adquisición lleva asociado un software llamado BenchVue Data Acquisition, que permite diferentes formas de tratar los datos y almacenarlos. El software imita el funcionamiento de la conmutadora, permitiendo tratar los datos de una manera más visual y cómoda los datos que esta recoge.

La conexión de los sensores a la conmutadora se realiza mediante las tarjetas multiplexoras. Las tarjetas están compuestas por 22 canales, 2 de ellos con lectura de intensidades y los demás de voltajes. Se necesita de 2 tarjetas por la limitación de canales de intensidad, pues con los sensores seleccionados tendremos 4 respuestas en forma de corriente.

#### **4.3.2. Toma de datos con el software BenchVue Data Acquisition.**

Una vez conectada la unidad al ordenador debemos abrir la aplicación. En la Figura 4.10 se aprecia cómo aparece la unidad DAQ970A en la esquina superior derecha de la pantalla para ser seleccionada. Se abre una ventana que ofrece 3 opciones de forma que se puede cargar de nuevo una configuración antigua, con la opción "Load Config. From Existing Datalog File", o comenzar una nueva con las otras dos opciones. Esto es interesante pues una vez realizamos una configuración extensa del software, mantiene los datos introducidos y no requiere volver a introducirlos cada vez que se inicia la aplicación.

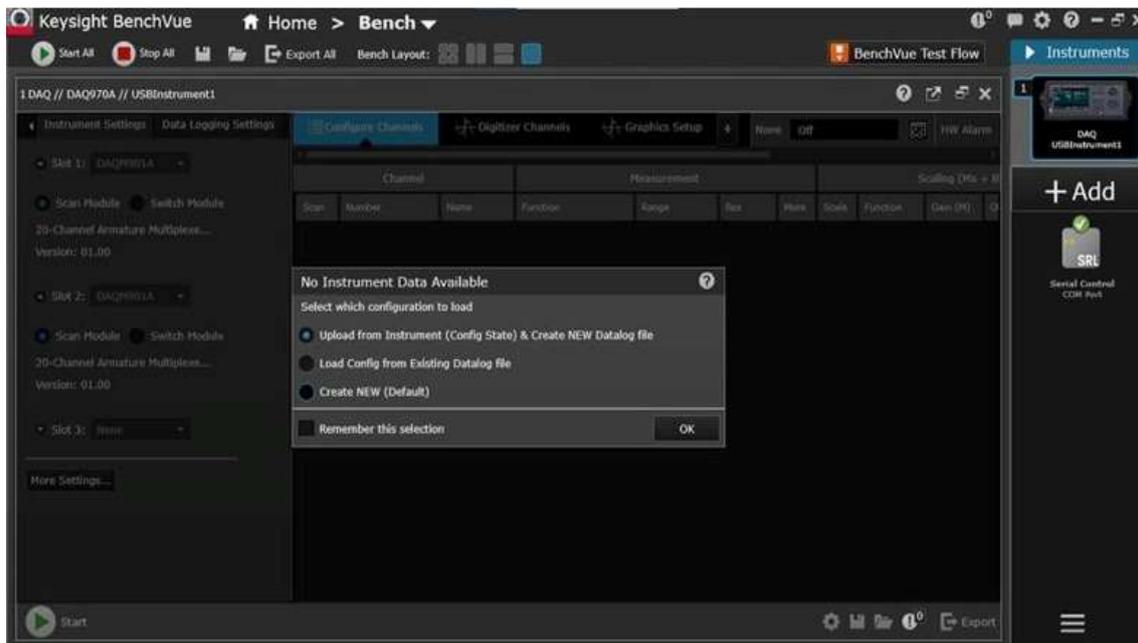


Figura 4.10: Selección de nueva o antigua configuración.

Una vez escogida una de esas opciones, se abrirá la pantalla "Configure Channels" en la que se encontrarán los diferentes módulos multiplexores conectados, con un desplegable cada uno. El software asigna a cada módulo un prefijo, el 1, el 2 o el 3, en función de la entrada en la que se hayan conectado el módulo. Así, al desplegar la primera tarjeta aparece un listado con los canales del 01 al 22 pero nombrados de 101 a 122.

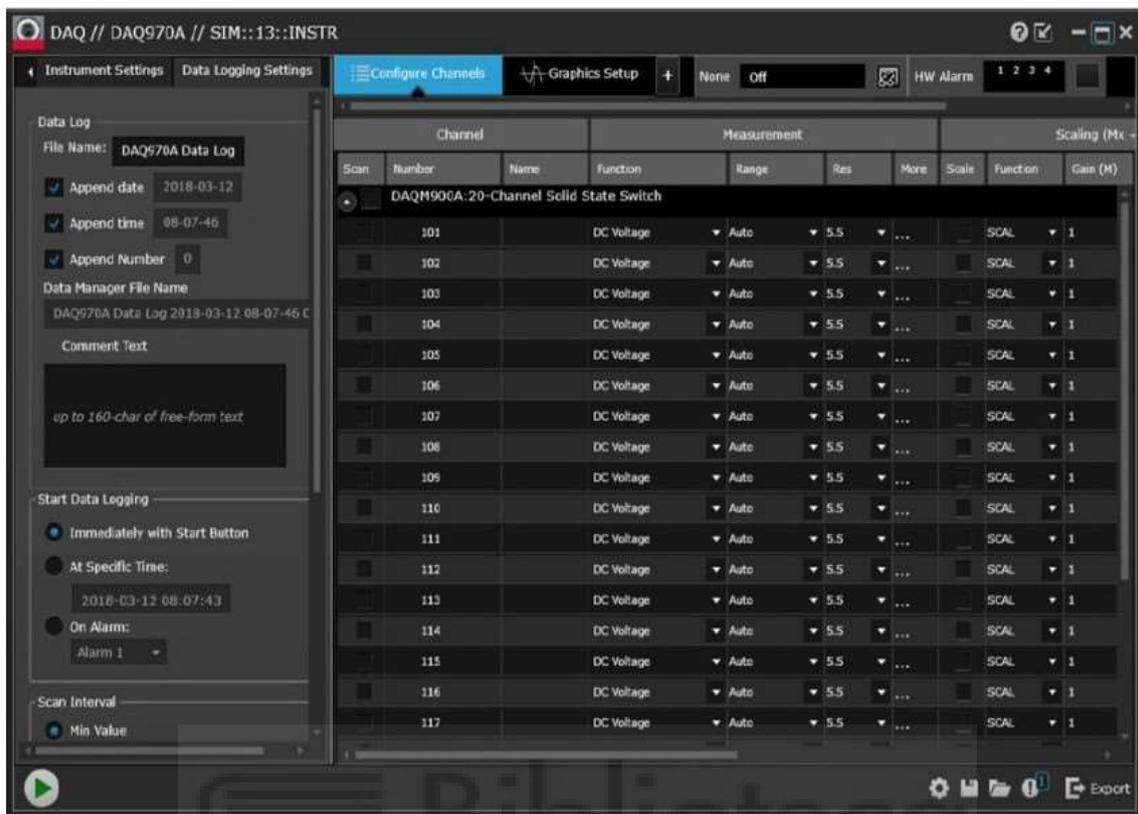


Figura 4.11: Configuración de canales primera tarjeta.

Para seleccionar los canales en los que se ha conectado un sensor, se ha de pulsar el recuadro “Scan” del canal correspondiente para que el software recoja la señal que le llega.

La siguiente imagen es una configuración aleatoria vinculada a otra unidad diferente a la que se usa en los ensayos, pero permite ver todas las funciones que vamos a utilizar.

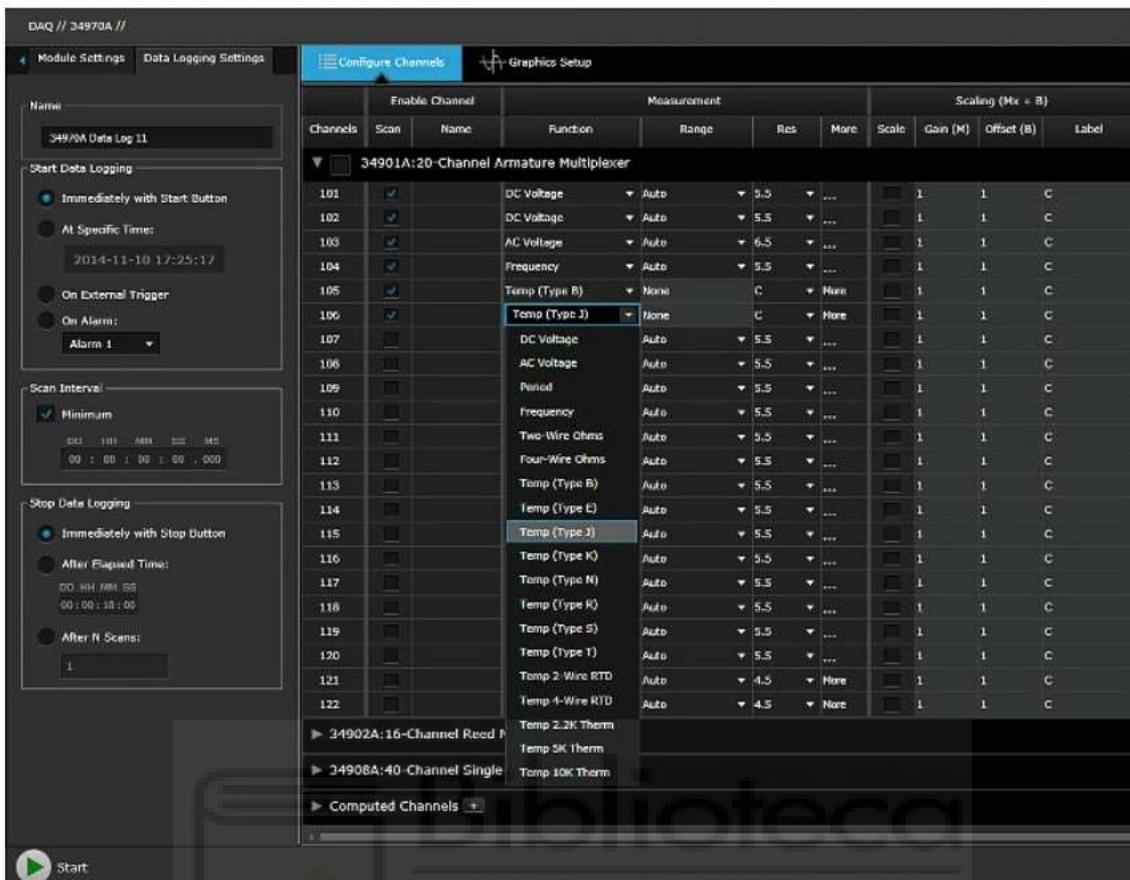


Figura 4.12: Ejemplo de selección de canales.

Encontramos primero a la izquierda los ajustes relacionados con el escaneo de los datos. Las opciones que ofrece son, por un lado, el inicio y el final del escaneo, que se pueden programar para un instante concreto o simplemente iniciar con la función “Start” abajo a la izquierda y terminar con otra función “Stop” que aparecería a su lado al pulsarla. Para ello deberían de estar seleccionadas las opciones “Immediately with Start Button” e “Immediately with Stop Button” en el lateral. Por otro lado, se puede ajustar también el intervalo de escaneo a las necesidades de la lectura en el recuadro “Scan Interval” con un amplio rango de posibilidades, desde el mínimo que sea capaz la conmutadora hasta días.

En el centro de la imagen vemos las opciones de configuración de los canales. En el ejemplo, aparecen 4 desplegados. Los 3 primeros corresponden a las diferentes tarjetas conectadas y el último resume los diferentes canales seleccionados en caso de utilizar más de una tarjeta.

Los canales que se han configurado son de la primera de ellas, pues llevan el

prefijo 1. Se han seleccionado los canales del 01 al 06. Los dos primeros canales tienen conectado un sensor que devuelve una señal de voltaje en corriente continua, mientras que la del tercero es de voltaje en corriente alterna. El 104 devolverá una señal de frecuencia. En el sexto se muestra el desplegable de las opciones de lectura que tiene la conmutadora. La lectura seleccionada corresponde a un termopar de tipo J, y en el canal anterior a uno de tipo B.

#### 4.3.3. Configuración de los resultados en el software.

El software ofrece diferentes resultados en función del sensor. Por ejemplo, para los termohigrómetros, cuya señal de respuesta es en forma de voltaje, el software presentará como resultados de la lectura el voltaje que devuelve el sensor, si no se configura. Sin embargo, para las RTDs, cuya respuesta también es en forma de voltaje, el resultado que presenta es directamente en unidades de temperatura. Es el propio software que convierte esa señal en el parámetro que mide la RTD.

Aparecen en el bloque de la derecha las columnas de "Scaling (Mx+B)". Los sensores que devuelven una señal en forma de voltaje o corriente tienen un funcionamiento lineal, es decir, el rango de respuestas que ofrecen es función de primer orden de los límites de lectura de las magnitudes en los que pueden trabajar. Los sensores devuelven la señal más pequeña cuando detectan el menor valor posible, y la señal más grande cuando detectan el mayor. Si representamos esto en el plano, tomando como ordenadas las lecturas y como abscisas las señales, hallaríamos una recta con la que se calcula el valor de la magnitud que está midiendo.

La expresión de una recta es:

$$y = M \cdot x + B \quad (4.1)$$

Donde "M" corresponde a la pendiente y "B" a la ordenada en el origen. A partir de dos puntos se puede calcular esta ecuación que quedaría en función de "x" y de "y" y con la que podríamos hallar un valor de "x" en función de "y" y viceversa. Por lo tanto, lo que debemos calcular son los valores de "M" y de "B", para que conociendo la señal que devuelven los sensores, "x", obtengamos el valor del

parámetro que miden, “y”.

En la Figura 4.12 distinguimos la columna “Gain (M)”, que corresponde a la pendiente, y la columna “Offset (B)”, que corresponde a la ordenada en el origen. En la columna “Label”, que se traduce como “etiqueta”, se puede introducir la unidad del parámetro. Para hacer efectivo lo que se pretende introduciendo tal información en estas columnas, debe estar seleccionada la opción “Scale” situada a su izquierda. Si no está seleccionada, los resultados mostrados seguirán siendo en forma de voltaje o intensidad, y si se selecciona, los valores mostrados corresponderán a los valores que buscamos.

De los sensores empleados, solo las termorresistencias cuentan con esa conversión automática nombrada anteriormente. Para los demás, se han calculado los valores de la pendiente y la ordenada en el origen de la recta que define su funcionamiento.

#### 4.3.3.1. Cálculo de Gain y Offset para las temperaturas de los termohigrómetros.

Cada sensor tiene una forma de funcionar diferente, aunque todos se puedan definir mediante una recta. Los termohigrómetros cuentan con dos sensores, con lo que se han hallado dos rectas de funcionamiento diferentes para uno de ellos. Los 3 siguen el mismo funcionamiento para la temperatura y para la humedad relativa, por tanto, solo hace falta hallarlas para uno.

La señal de respuesta del termómetro va desde 0 hasta 10 V, y su rango de trabajo es de -40 a 60°C. Representamos esos dos puntos en una gráfica y los unimos.



Figura 4.13: Representación recta de funcionamiento del termómetro de los termohigrómetros.

Ahora debemos hallar la ecuación de esa recta. Los puntos, en el formato del sistema cartesiano, son:

Punto 1: (0, -40)

Punto 2: (10, 60)

Creamos el sistema de ecuaciones que permite calcular las incógnitas.

Para el Punto 1:

$$-40 = 0 \cdot M + B \quad (4.2)$$

Para el Punto 2:

$$60 = 10 \cdot M + B \quad (4.3)$$

Si resolvemos el sistema nos queda:

$$M = 10$$

$$B = -40$$

La recta que define el funcionamiento del sensor quedaría entonces:

$$y = 10 \cdot x - 40 \quad (4.4)$$

En resumen:

TEMPERATURA (°C)	SEÑAL (V)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
-40	0	$-40 = 0 \cdot M + B$	<b>10</b>	<b>-40</b>
60	10	$60 = 10 \cdot M + B$		

#### 4.3.3.2. Cálculo de Gain y Offset para la humedad relativa de los termohigrómetros.

La recta para la humedad relativa se halla exactamente igual, pero variando los límites de funcionamiento.

HR (%)	SEÑAL (V)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
0	0	$0 = 0 \cdot M + B$	<b>10</b>	<b>0</b>
100	10	$100 = 10 \cdot M + B$		

#### 4.3.3.3. Cálculo de Gain y Offset para las pinzas amperimétricas.

El caso del toroide es algo casual. Este sensor devuelve 100 mV por cada

amperio que circula por el cable. Entonces, si no corre ninguna intensidad la señal de vuelta será 0 V, y si consideramos cada lectura como un punto en el plano, este sería el origen, (0, 0). Sustituimos de nuevo en el sistema de ecuaciones y los resultados serán:

INTENSIDAD (A)	SEÑAL (V)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
0	0	$0 = 0 \cdot M + B$	<b>10</b>	<b>0</b>
1	0,1	$1 = 0,1 \cdot M + B$		

#### 4.3.3.4. Cálculo de Gain y Offset para el caudalímetro del circuito hidráulico primario.

Los caudalímetros tienen una peculiaridad, y es que se puede elegir el límite superior del rango en el que se quiere trabajar. El inferior se mantiene en 0, pues un caudal siempre será positivo.

En nuestro caso, es conocido que el caudal primario será muy superior al de rociado del panel, es por esto que se seleccionan unos límites diferentes para cada caudalímetro, así las respuestas podrán ser más precisas. Para el caudal del primario se escogen los 100 m<sup>3</sup>/h como aparece en la tabla a continuación.

CAUDAL (m <sup>3</sup> /h)	SEÑAL (A)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
0	0,004	$0 = 0,004 \cdot M + B$	<b>6250</b>	<b>-25</b>
100	0,02	$100 = 0,02 \cdot M + B$		

#### 4.3.3.5. Cálculo de Gain y Offset para el caudalímetro del panel evaporativo.

El caudal del panel evaporativo es muy pequeño, y si mantuviésemos el mismo límite las respuestas diferirían en ínfima medida y se complicaría su tratamiento posterior.

CAUDAL (m <sup>3</sup> /h)	SEÑAL (A)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
0	0,004	$0 = 0,004 \cdot M + B$	<b>75</b>	<b>-0,3</b>
1,2	0,02	$1,2 = 0,02 \cdot M + B$		

#### 4.3.3.6. Cálculo de Gain y Offset para el anemómetro de hilo caliente.

El cálculo para el anemómetro de hilo caliente es tan simple como el de los termohigrómetros.

CAUDAL (m/s)	SEÑAL (V)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
0	0	$0 = 0 \cdot M + B$	<b>1</b>	<b>0</b>
10	10	$10 = 10 \cdot M + B$		

#### 4.3.3.7. Cálculo de Gain y Offset para la velocidad del viento del anemómetro de hélice con veleta.

El cálculo de las rectas para los dos sensores del anemómetro de hélice con veleta también es simple, están definidos tanto sus límites como las señales a la que corresponden.

VELOCIDAD (m/s)	SEÑAL (A)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
0	0,004	$0 = 0,004 \cdot M + B$	<b>3125</b>	<b>-12,5</b>
50	0,02	$50 = 0,02 \cdot M + B$		

#### 4.3.3.8. Cálculo de Gain y Offset para la dirección del viento del anemómetro de hélice con veleta.

DIRECCIÓN (°)	SEÑAL (A)	ECUACIONES	GAIN	OFFSET
0	0,004	$0 = 0,004 \cdot M + B$	<b>22500</b>	<b>-90</b>
360	0,02	$360 = 0,02 \cdot M + B$		

A continuación, podemos observar cómo aparecen los resultados ya configurados en la pantalla “Graphics Setup”, que se despliega junto a la de configuración de los canales al iniciar el escaneo. Esta imagen muestra un ejemplo de la lectura de un termohigrómetro concreto en una prueba en laboratorio. Los datos corresponden a un instante cualquiera, y variarán cada vez que se cumpla el tiempo de escaneo seleccionado.



Figura 4.14: Resultados mostrados en el display del software.

#### 4.3.4. Listado de canales y resumen de configuración.

La configuración que debemos introducir en el software para cada sensor está ya definida, solo falta ordenar los sensores conforme vayan a ir conectados a las tarjetas multiplexoras.

Al contar con dos tarjetas por la necesidad de cuatro canales de lectura de corriente, dividiremos los sensores que necesitan la fuente de alimentación para funcionar y los que no la necesitan entre las dos. En la primera, conectaremos las RTDs, las pinzas amperimétricas y los caudalímetros. Estos últimos se conectarán en los canales específicos de lectura de intensidades, 121 y 122. En la segunda, conectaremos los termohigrómetros y ambos anemómetros. El anemómetro de hélice con veleta devuelve dos señales de intensidad, por tanto, irá conectado a los canales 221 y 222.

Escogemos el canal de cada uno y quedaría de esta manera:



Canal	Identificación	Valor mínimo de lectura	Valor máximo de lectura	Gain	Offset	Unidad
101	Water Inlet Temperature	-	-	-	-	°C
102	Water Outlet Temperature	-	-	-	-	°C
103	Evaporative Water Inlet Temperature	-	-	-	-	°C
104	Evaporative Water Outlet Temperature	-	-	-	-	°C
105	Fan power supply electrical current	-	30	10	0	A
121	Main Water mass flow rate	0	100	6250	-25	m <sup>3</sup> /h
122	Evaporative Pad Water mass flow rate	0	1,2	75	-0,3	m <sup>3</sup> /h
201	Ambient Temperature	-40	60	10	-40	°C
202	Ambient Relative Humidity	0	100	10	0	% HR
203	Intermediate air temperature	-40	60	10	-40	°C
204	Intermediate air Relative Humidity	0	100	10	0	% HR
205	Outlet air temperature	-40	60	10	-40	°C
206	Outlet air Relative Humidity	0	100	10	0	% HR
211	Outlet Air velocity	0	10	1	0	m/s
221	Wind Velocity	0	50	3125	-12,5	m/s
222	Wind Direction	0	360	22500	-90	° (grados)

Tabla 4.1: Listado de canales.

#### 4.4. Desarrollo de los ensayos realizados.

Una vez configurado el software comienza el procedimiento experimental. Este empieza abriendo el canal de agua y encendiendo el calentador. Cuando la temperatura del agua de red aumenta un poco se activan los ventiladores del enfriador adiabático y se puede comenzar el escaneo de los datos.

El ensayo constó de cuatro pruebas diferentes. Se realizó un ensayo en el que en el panel adiabático no se roció agua y otro en el que sí se roció. Ambos ensayos constaron de dos partes, una primera en la que los ventiladores funcionaron a máxima carga y una segunda en la que se conectó el controlador PID de la máquina.

Un controlador PID (controlador proporcional, integral y derivativo) es un mecanismo de control que a través de un lazo de retroalimentación permite regular diferentes variables, como la velocidad, temperatura o flujo, de un proceso en general. Calcula la diferencia entre la variable real y la deseada y la corrige [31]. En nuestro caso, marcamos como objetivo durante los ensayos la temperatura de salida de la mezcla de agua y etilenglicol.

MODO	CONTROL DE VENTILADORES
ENSAYO EN SECO	Máxima carga
	Control PID
ENSAYO HÚMEDO	Máxima carga
	Control PID

Tabla 4.2: Resumen de pruebas realizadas.

## 4.5. Tratamiento de datos.

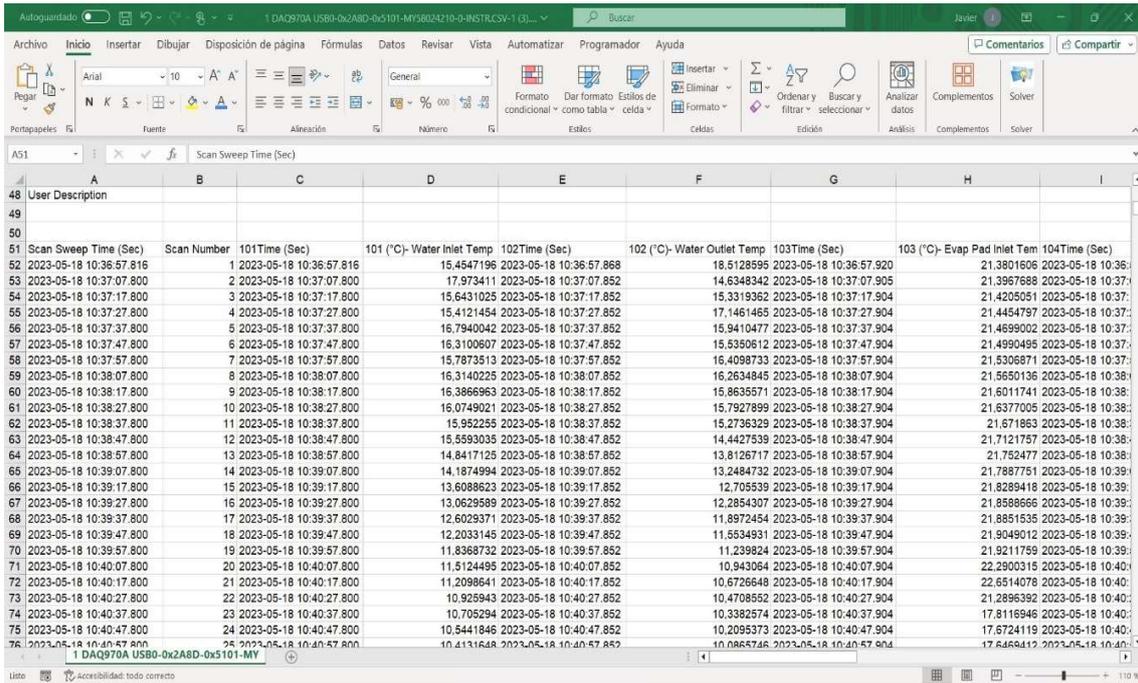
El software BenchVue permite recoger los datos, pero no permite tratarlos. El programa seleccionado para el tratamiento de estos es Excel, pues es uno de los formatos a los que el programa admite exportar información. El tratamiento de datos se refiere al estudio de la estacionariedad de los valores recogidos en los ensayos. Esta se presenta en el CAPÍTULO 5. RESULTADOS, y está relacionada con los baremos de aceptación de los datos.

La hoja de cálculo que se genera contiene toda la información en relación a los datos escogidos y a la configuración del programa. Las Figuras 4.15 y 4.16 muestran la apariencia de la hoja que se genera. En las primeras filas aparece la configuración del propio programa y más abajo los resultados de los parámetros medidos.

Channels	Name	Function	Range/Arg1	Res/Arg2	NPLC	Channel Delay	Scale	Function	Gain (M)	Offset (B)	Label	Test	Low	High	Delta	
14	101 Water Inlet Ten Temp 4-Wire R	None	C	1	1	4	FALSO	SCAL	1	0 °C	Off	0	0	0	None	
15	102 Water Outlet Tc Temp 4-Wire R	None	C	1	1	4	FALSO	SCAL	1	0 °C	Off	0	0	0	None	
16	103 Evap Pad Inlet Temp 4-Wire R	None	C	1	1	4	FALSO	SCAL	1	0 °C	Off	0	0	0	None	
17	104 Evap Pad Outlet Temp 4-Wire R	None	C	1	1	4	FALSO	SCAL	1	0 °C	Off	0	0	0	None	
18	105 Electrical Curr/AC Voltage	Auto	6.5	1	1	825	VERDADERO	SCAL	10	0 Vac	Off	0	0	0	None	
19	121 Water flow	DC Current	Auto	5.5	1	0	VERDADERO	SCAL	8250	-25	None	Off	0	0	0	None
20	122 Evap Pad Watz DC Current	Auto	5.5	1	0	VERDADERO	SCAL	75	-0.3	None	Off	0	0	0	None	
21	201 Temp Inlet	DC Voltage	Auto	5.5	1	2	VERDADERO	SCAL	10	-40	None	Off	0	0	0	None
22	202 RH Inlet	DC Voltage	Auto	5.5	1	2	VERDADERO	SCAL	10	0	None	Off	0	0	0	None
23	203 Temp Intermediate DC Voltage	Auto	5.5	1	2	VERDADERO	SCAL	10	-40	None	Off	0	0	0	None	
24	204 RH Intermediate DC Voltage	Auto	5.5	1	2	VERDADERO	SCAL	10	0	None	Off	0	0	0	None	
25	205 Temp Outlet	DC Voltage	Auto	5.5	1	2	VERDADERO	SCAL	10	-40	None	Off	0	0	0	None
26	206 RH Outlet	DC Voltage	Auto	5.5	1	2	VERDADERO	SCAL	10	0	None	Off	0	0	0	None
27	211 Air Velocity	DC Voltage	Auto	5.5	1	2	VERDADERO	SCAL	2	0	None	Off	0	0	0	None
28	221 Wind velocity	DC Current	Auto	5.5	1	0	VERDADERO	SCAL	3125	-12.5	None	Off	0	0	0	None
29	222 Wind Direction DC Current	Auto	5.5	1	0	VERDADERO	SCAL	22500	-90	None	Off	0	0	0	None	

Figura 4.15: Información acerca de la configuración del programa.

## DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE MONITORIZACIÓN PORTÁTIL PARA LA CARACTERIZACIÓN TÉRMICA DE EQUIPOS EVAPORATIVOS



The screenshot shows an Excel spreadsheet with the following data structure:

Scan Sweep Time (Sec)	Scan Number	101Time (Sec)	101 (°C)- Water Inlet Temp	102Time (Sec)	102 (°C)- Water Outlet Temp	103Time (Sec)	103 (°C)- Evap Pad Inlet Tem	104Time (Sec)
2023-05-18 10:36:57.816	1	2023-05-18 10:36:57.816	15.4547196	2023-05-18 10:36:57.868	18.5128995	2023-05-18 10:36:57.920	21.3801606	2023-05-18 10:36:58.000
2023-05-18 10:37:07.800	2	2023-05-18 10:37:07.800	17.973411	2023-05-18 10:37:07.852	14.6348342	2023-05-18 10:37:07.905	21.3967688	2023-05-18 10:37:08.000
2023-05-18 10:37:17.800	3	2023-05-18 10:37:17.800	15.6431025	2023-05-18 10:37:17.852	15.3319362	2023-05-18 10:37:17.904	21.4205051	2023-05-18 10:37:18.000
2023-05-18 10:37:27.800	4	2023-05-18 10:37:27.800	15.4121454	2023-05-18 10:37:27.852	17.1461465	2023-05-18 10:37:27.904	21.4454797	2023-05-18 10:37:28.000
2023-05-18 10:37:37.800	5	2023-05-18 10:37:37.800	16.7940042	2023-05-18 10:37:37.852	15.9410477	2023-05-18 10:37:37.904	21.4699002	2023-05-18 10:37:38.000
2023-05-18 10:37:47.800	6	2023-05-18 10:37:47.800	16.3100607	2023-05-18 10:37:47.852	15.5350612	2023-05-18 10:37:47.904	21.4990495	2023-05-18 10:37:48.000
2023-05-18 10:37:57.800	7	2023-05-18 10:37:57.800	15.7873513	2023-05-18 10:37:57.852	16.4098733	2023-05-18 10:37:57.904	21.5305871	2023-05-18 10:37:58.000
2023-05-18 10:38:07.800	8	2023-05-18 10:38:07.800	16.3140225	2023-05-18 10:38:07.852	16.2634845	2023-05-18 10:38:07.904	21.5650136	2023-05-18 10:38:08.000
2023-05-18 10:38:17.800	9	2023-05-18 10:38:17.800	16.3866963	2023-05-18 10:38:17.852	15.8635571	2023-05-18 10:38:17.904	21.6011741	2023-05-18 10:38:18.000
2023-05-18 10:38:27.800	10	2023-05-18 10:38:27.800	16.0749021	2023-05-18 10:38:27.852	15.7927899	2023-05-18 10:38:27.904	21.6377005	2023-05-18 10:38:28.000
2023-05-18 10:38:37.800	11	2023-05-18 10:38:37.800	15.952255	2023-05-18 10:38:37.852	15.2736329	2023-05-18 10:38:37.904	21.671863	2023-05-18 10:38:38.000
2023-05-18 10:38:47.800	12	2023-05-18 10:38:47.800	15.5593035	2023-05-18 10:38:47.852	14.4427539	2023-05-18 10:38:47.904	21.7121757	2023-05-18 10:38:38.000
2023-05-18 10:38:57.800	13	2023-05-18 10:38:57.800	14.8417125	2023-05-18 10:38:57.852	13.8126717	2023-05-18 10:38:57.904	21.752477	2023-05-18 10:38:38.000
2023-05-18 10:39:07.800	14	2023-05-18 10:39:07.800	14.1874994	2023-05-18 10:39:07.852	13.2484732	2023-05-18 10:39:07.904	21.7887751	2023-05-18 10:39:08.000
2023-05-18 10:39:17.800	15	2023-05-18 10:39:17.800	13.6088623	2023-05-18 10:39:17.852	12.705539	2023-05-18 10:39:17.904	21.8289418	2023-05-18 10:39:08.000
2023-05-18 10:39:27.800	16	2023-05-18 10:39:27.800	13.0629589	2023-05-18 10:39:27.852	12.2854307	2023-05-18 10:39:27.904	21.8588666	2023-05-18 10:39:08.000
2023-05-18 10:39:37.800	17	2023-05-18 10:39:37.800	12.6029371	2023-05-18 10:39:37.852	11.8972454	2023-05-18 10:39:37.904	21.8851535	2023-05-18 10:39:08.000
2023-05-18 10:39:47.800	18	2023-05-18 10:39:47.800	12.2033145	2023-05-18 10:39:47.852	11.5534931	2023-05-18 10:39:47.904	21.9049012	2023-05-18 10:39:08.000
2023-05-18 10:39:57.800	19	2023-05-18 10:39:57.800	11.8368732	2023-05-18 10:39:57.852	11.239824	2023-05-18 10:39:57.904	21.9211759	2023-05-18 10:39:08.000
2023-05-18 10:40:07.800	20	2023-05-18 10:40:07.800	11.5124495	2023-05-18 10:40:07.852	10.943064	2023-05-18 10:40:07.904	22.900315	2023-05-18 10:40:08.000
2023-05-18 10:40:17.800	21	2023-05-18 10:40:17.800	11.2098641	2023-05-18 10:40:17.852	10.6726648	2023-05-18 10:40:17.904	22.6514078	2023-05-18 10:40:08.000
2023-05-18 10:40:27.800	22	2023-05-18 10:40:27.800	10.925943	2023-05-18 10:40:27.852	10.4708552	2023-05-18 10:40:27.904	21.2896392	2023-05-18 10:40:08.000
2023-05-18 10:40:37.800	23	2023-05-18 10:40:37.800	10.705294	2023-05-18 10:40:37.852	10.3382574	2023-05-18 10:40:37.904	17.8116946	2023-05-18 10:40:08.000
2023-05-18 10:40:47.800	24	2023-05-18 10:40:47.800	10.5441846	2023-05-18 10:40:47.852	10.2095373	2023-05-18 10:40:47.904	17.6724119	2023-05-18 10:40:08.000
2023-05-18 10:40:57.800	25	2023-05-18 10:40:57.800	10.4131648	2023-05-18 10:40:57.852	10.0865746	2023-05-18 10:40:57.904	17.6469412	2023-05-18 10:40:08.000

Figura 4.16: Formato en que aparecen los datos recogidos.

Para facilitar el postprocesado de los datos, se ha generado una Macro que realiza una limpieza del documento. Lo que se ha buscado es una disposición de los resultados mucho más visual y distinguida. La información que contiene la primera imagen no es de interés pues ya la conocemos, así que se elimina. En la segunda figura se muestran los resultados, con el instante exacto de escaneo. Los instantes de escaneo de cada uno de los parámetros se han eliminado también pues es información despreciable, solo se ha mantenido el instante en que se comienza a escanear, que difiere de los demás instantes en milisegundos y esa diferencia es despreciable.

La Figura 4.17 muestra el resultado de aplicar la Macro.

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE MONITORIZACIÓN PORTÁTIL PARA LA CARACTERIZACIÓN TÉRMICA DE EQUIPOS EVAPORATIVOS

	A	B	C	D	E	F	G	H
	Scan Sweep Time (Sec)	Scan Number	TIEMPO (s)	101 (°C)-Water Inlet Temp	102 (°C)-Water Outlet Temp	103 (°C)-Evap Pad Inlet Tem	104 (°C)-Evap Pad Outlet Te	105 (Vac)
1	2023-05-18 10:36:57.816		1	10	15,4547196	18,5128595	21,3801606	16,8496667
2	2023-05-18 10:37:07.800		2	20	17,973411	14,6348342	21,3967688	16,8997484
3	2023-05-18 10:37:17.800		3	30	15,6431025	15,3319362	21,4205051	16,939368
4	2023-05-18 10:37:27.800		4	40	15,4121454	17,1461465	21,4454797	16,9947326
5	2023-05-18 10:37:37.800		5	50	16,7940042	15,9410477	21,4699002	17,0225713
6	2023-05-18 10:37:47.800		6	60	16,3109607	15,5350612	21,4990495	17,0642709
7	2023-05-18 10:37:57.800		7	70	15,7873513	16,4098733	21,5306871	17,1151212
8	2023-05-18 10:38:07.800		8	80	16,3140225	16,2634845	21,5650136	17,1171998
9	2023-05-18 10:38:17.800		9	90	16,3866963	15,8635571	21,6011741	17,1139789
10	2023-05-18 10:38:27.800		10	100	16,0749021	15,7927899	21,6377005	17,1113763
11	2023-05-18 10:38:37.800		11	110	15,952255	15,2736329	21,6718663	17,1065303
12	2023-05-18 10:38:47.800		12	120	15,5593035	14,4427539	21,7121757	17,1156159
13	2023-05-18 10:38:57.800		13	130	14,8417125	13,8126717	21,752477	17,1318851
14	2023-05-18 10:39:07.800		14	140	14,1874994	13,2484732	21,7887751	17,1504332
15	2023-05-18 10:39:17.800		15	150	13,6088623	12,705539	21,8289418	17,1651127
16	2023-05-18 10:39:27.800		16	160	13,0629589	12,2854307	21,8588666	17,1862577
17	2023-05-18 10:39:37.800		17	170	12,6029371	11,8972454	21,8851535	17,211513
18	2023-05-18 10:39:47.800		18	180	12,2033145	11,5534931	21,9049012	17,2496877
19	2023-05-18 10:39:57.800		19	190	11,8368732	11,239824	21,9211759	17,298103
20	2023-05-18 10:40:07.800		20	200	11,5124495	10,943064	22,2900315	17,3489098
21	2023-05-18 10:40:17.800		21	210	11,2098641	10,6726648	22,6514078	17,3914791
22	2023-05-18 10:40:27.800		22	220	10,925943	10,4708552	21,2896392	17,4276772
23	2023-05-18 10:40:37.800		23	230	10,705294	10,3382574	17,8116946	17,4497072
24	2023-05-18 10:40:47.800		24	240	10,5441846	10,2095373	17,6724119	17,4665198
25	2023-05-18 10:40:57.800		25	250	10,4131648	10,0865746	17,6469412	17,4665246
26	2023-05-18 10:41:07.800		26	260	10,7810717	10,0161754	17,4927901	17,4658838
27	2023-05-18 10:41:17.800		27	270	10,7810717	10,0161754	17,4927901	17,4658838

Figura 4.17: Pantalla de resultados en Excel tras aplicar la Macro de Limpieza.

Una vez se alcanza esta situación, se generan nuevas macros que analicen los parámetros en los que se deben aplicar los criterios de estacionariedad. Los resultados de estos análisis se muestran también en el CAPÍTULO 5. RESULTADOS.



## **CAPÍTULO 5. RESULTADOS.**

### **5.1. Introducción.**

El objetivo principal de estos ensayos es el de poder caracterizar el enfriador adiabático y comprobar que el rendimiento de la máquina híbrida es superior al de un aero-refrigerador convencional.

Como ya se ha comentado, para diferenciar el funcionamiento del aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático y el de uno convencional, se realizaron dos ensayos diferenciados, uno humedeciendo el panel que precede al aero-refrigerador y otro con el panel seco. Estos ensayos se dividieron de nuevo en dos. Primero, los ventiladores funcionaron a máxima carga, y luego, se conectó el controlador PID al que se le fijaba una temperatura objetivo del agua a la salida del circuito primario.

Por esta razón, se analizarán primero los datos medidos por los sensores, los datos calculados a partir de estos resultados y la estacionariedad del ensayo con el panel seco. Después, se procederá de forma análoga con el ensayo con el panel húmedo. Por último, se mostrarán los balances másicos y energéticos ya introducidos anteriormente con la intención de comprobar los resultados obtenidos y sacar conclusiones.

La referencia seleccionada para estudiar la estacionariedad es la norma UNE-EN 13741:2004 "Ensayos de recepción de las prestaciones térmicas de las torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico fabricadas en serie". Para considerar los estudios válidos, las variaciones en los ensayos deberían estar entre los siguientes límites. Las variaciones del caudal de circulación del circuito primario, y la carga y el salto térmicos no deben ser mayores del 2%, 5% y 5% respectivamente. El caudal debería seguir la misma pauta que los otros dos, pero se escoge un valor más preciso pues su valor va a depender de la frecuencia de operación de la bomba que lo alimenta y esta se va a mantener durante todos los ensayos en 50 Hz. La desviación de la temperatura de bulbo húmedo no debería variar del promedio en  $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$  durante el periodo seleccionado, así como la temperatura de bulbo seco en  $\pm 4,5^{\circ}\text{C}$ . La velocidad del viento no puede exceder de 7 m/s instantáneamente, ni su valor medio de 3,5 m/s.

Es importante resaltar que la estacionariedad se ha estudiado para periodos de una hora, por tanto, el estudio debería durar al menos ese tiempo para alcanzar instantes estacionarios.

La incertidumbre experimental se calculó de acuerdo con la Guía ISO “Guide to the expression of uncertainty in measurement”, un método para el cálculo de la incertidumbre en la medida con un nivel de confianza del 95%. Mostró un valor máximo de 2,004%, 0,08°C y 0,351°C para la carga térmica, el salto térmico y el approach, respectivamente. Estos son parámetros que se hallan a partir de las medidas tomadas por los sensores y sus expresiones se muestran más adelante.



## 5.2. Resultados experimentales.

### 5.2.1. Ensayo con panel seco.

Los ensayos tuvieron lugar en días consecutivos, primero el ensayo con el panel seco y al día siguiente con el panel húmedo.

El primer ensayo tuvo una duración aproximada de 6 horas, o lo que es lo mismo, de 360 minutos. El comportamiento general de los datos recogidos relacionados con el aire y el agua se estudian por separado, como se ve en las gráficas que siguen.

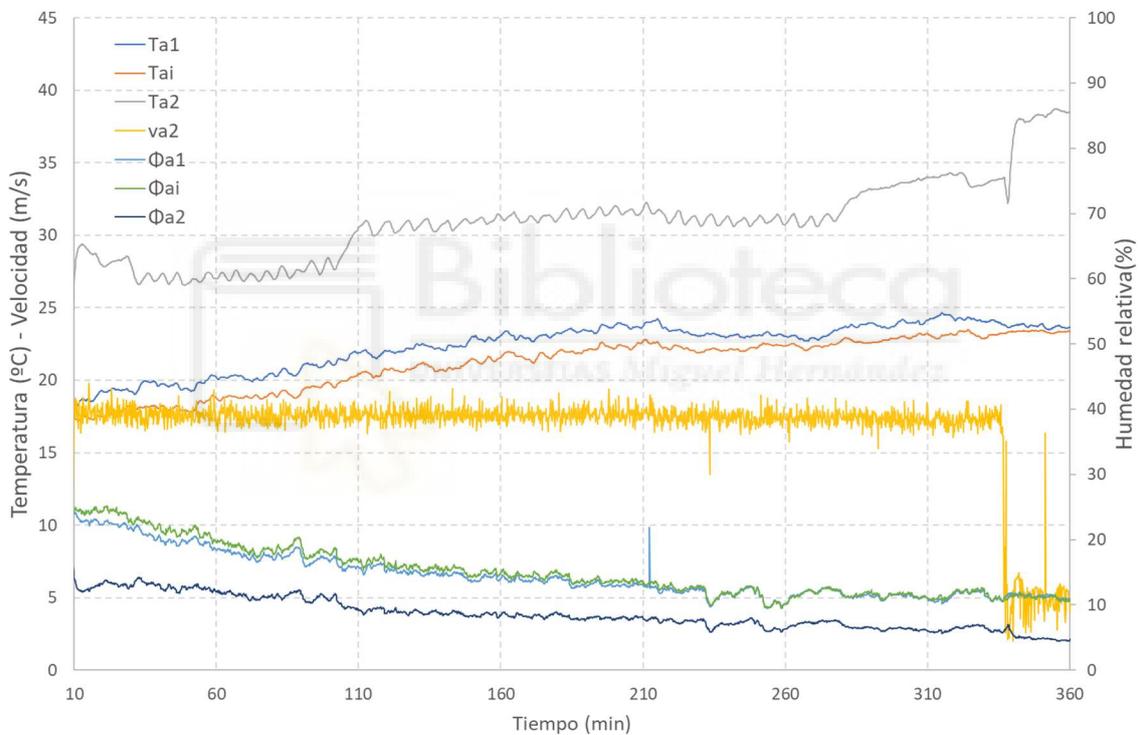


Figura 5.1: Comportamiento general medidas de aire con panel seco.

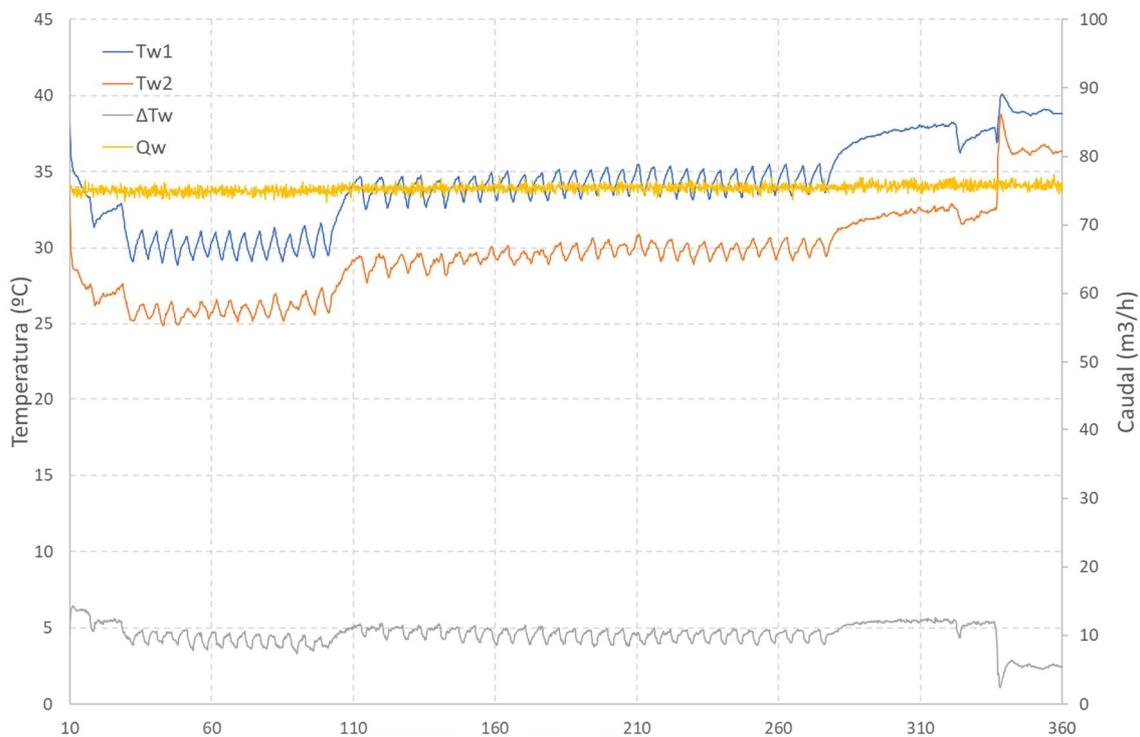


Figura 5.2: Comportamiento medidas de agua con panel seco.

A lo largo del capítulo, se utilizará un código para diferenciar a los diferentes parámetros que aparecen. En lo referido al aire, los subíndices “1”, “i” y “2” corresponden a la entrada del aire o aire ambiente, al punto intermedio entre procesos y a la salida del aire de los ventiladores, respectivamente. Además, irán acompañados de la letra “a”. En cuanto a las medidas del agua, siempre irán acompañados de la letra “w”, tanto para el agua que se rocía al panel del evaporador, en cuyo caso se sumará el subíndice “evap”, como para la mezcla de agua con etilenglicol que circula por el circuito primario. Los subíndices “1” y “2” en estos casos representarán la entrada y salida del circuito que corresponda.

La nomenclatura para los diferentes parámetros será la siguiente:

T: Temperatura

v: Velocidad

$\Phi$ : Humedad relativa

Q: Caudal

En lo que respecta al comportamiento de las variables, podemos apreciar que la diferencia de las temperaturas del aire entre la entrada y el punto intermedio es

mínima, mientras que la temperatura de salida, al pasar por el intercambiador de calor, aumenta. La humedad relativa, que relaciona la cantidad de agua que contiene una corriente de aire con la máxima que podría contener a la misma temperatura previa a la saturación, es prácticamente idéntica en la entrada y en el intermedio, pero disminuye con el aumento de la temperatura a la salida. En el transcurso del ensayo la temperatura ambiente ha oscilado entre los 18 y los 24°C, y la humedad entre el 11 y el 23%.

En lo que referido al agua, podemos observar que el caudal se mantiene alrededor de los 75 m<sup>3</sup>/h, valor asociado a la frecuencia de operación de la bomba. Las temperaturas de entrada y salida del circuito primario siguen un patrón de hoja de sierra debido al comportamiento de los calentadores, que se apagan y se encienden constantemente para mantenerse acordes a los objetivos marcados.

A partir de estos resultados, se distingue claramente la diferencia entre el periodo en que los ventiladores trabajaron al 100% de su capacidad y el periodo en que se conectó el controlador PID. Alrededor del minuto 330, media hora antes del final del ensayo, se aprecia un cambio importante en la mayoría de los parámetros. Se fija una temperatura objetivo al controlador de la temperatura de salida de la mezcla de agua y se observa que la velocidad del aire a la salida disminuye considerablemente, de los 18 a los 5 m/s aproximadamente.

Gracias a la Figura 5.3 se entiende a qué se debe esto, y es que el controlador reconoce que no es necesaria tan alta velocidad de giro de los ventiladores para disipar el calor. En esta gráfica aparecen los parámetros calculados más relevantes.

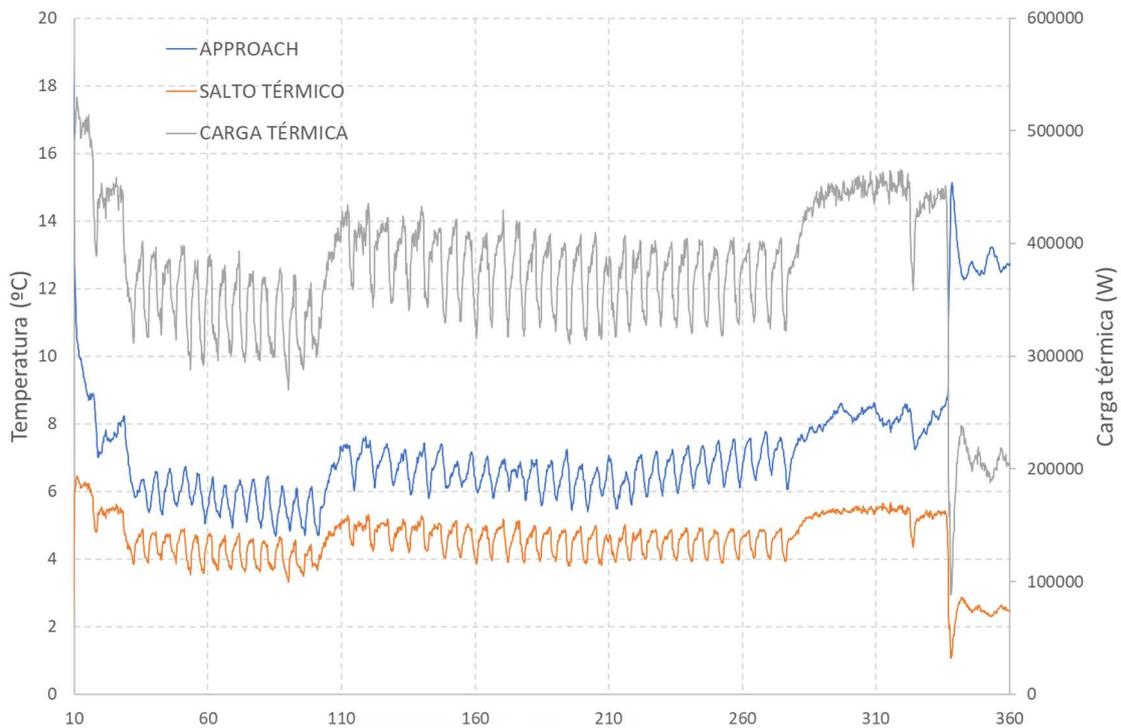


Figura 5.3: Variables calculadas relevantes del ensayo en seco.

Las expresiones que definen estas variables son:

$$\text{Approach} = T_{w2} - T_{a1} \quad (5.1)$$

$$\text{Salto térmico: } \Delta T_w = T_{w1} - T_{w2} \quad (5.2)$$

$$\text{Carga térmica: } \dot{Q}_w = m_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T_w \quad (5.3)$$

La carga térmica representa al calor disipado por la mezcla de agua y etilenglicol.

De la figura deducimos que el approach varía entre los 5 y los 10°C durante la primera parte del ensayo y en la segunda aumenta hasta los 12-13°C. El salto térmico se mantiene entre los 4 y los 5°C aproximadamente para disminuir durante la parte final del ensayo hasta los 2,5°C y la carga térmica oscila entre los 300 y los 450 kW en la primera parte, y disminuye hasta los 200 kW en la parte final.

#### 5.2.1.1. Primer periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 48-40°C.

Los ensayos han sido divididos principalmente en dos grandes partes, y de igual manera, durante el tiempo en que los ventiladores han trabajado a máxima

carga, se han fijado diferentes objetivos a los calentadores para conocer en mayor profundidad el comportamiento del aero-refrigerador.

En primer lugar, con los ventiladores funcionando a máxima carga, se fijó como objetivo de los calentadores 48-40°C (calentador 1- calentador 2). Esto se mantuvo durante los primeros 100 minutos. En este periodo, la evolución de los datos medidos y los calculados se exponen en las siguientes figuras.

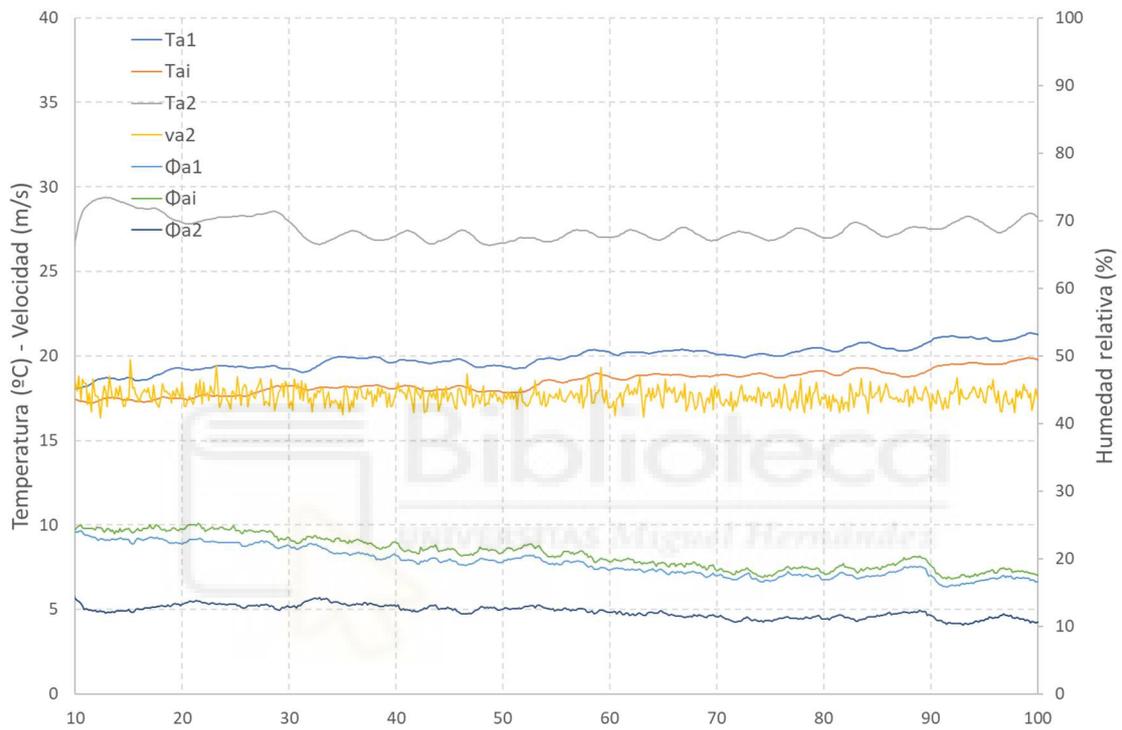


Figura 5.4: Medidas del aire para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 48-40°C).

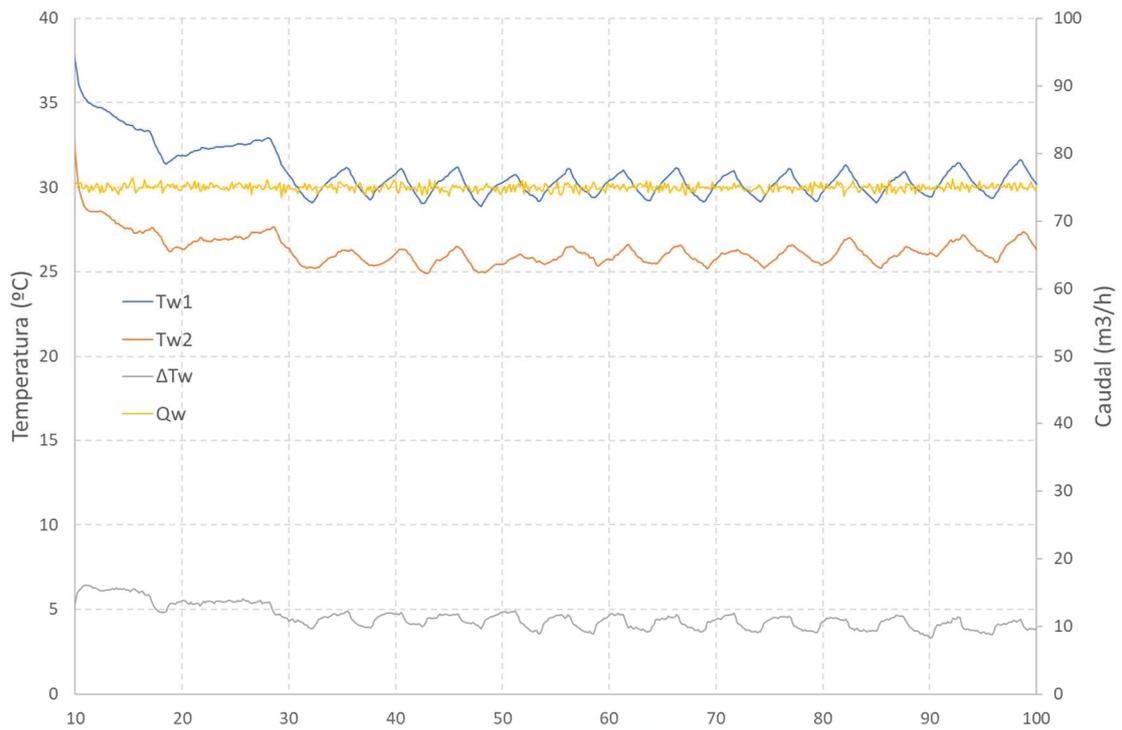


Figura 5.5: Medidas del agua para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 48-40°C).

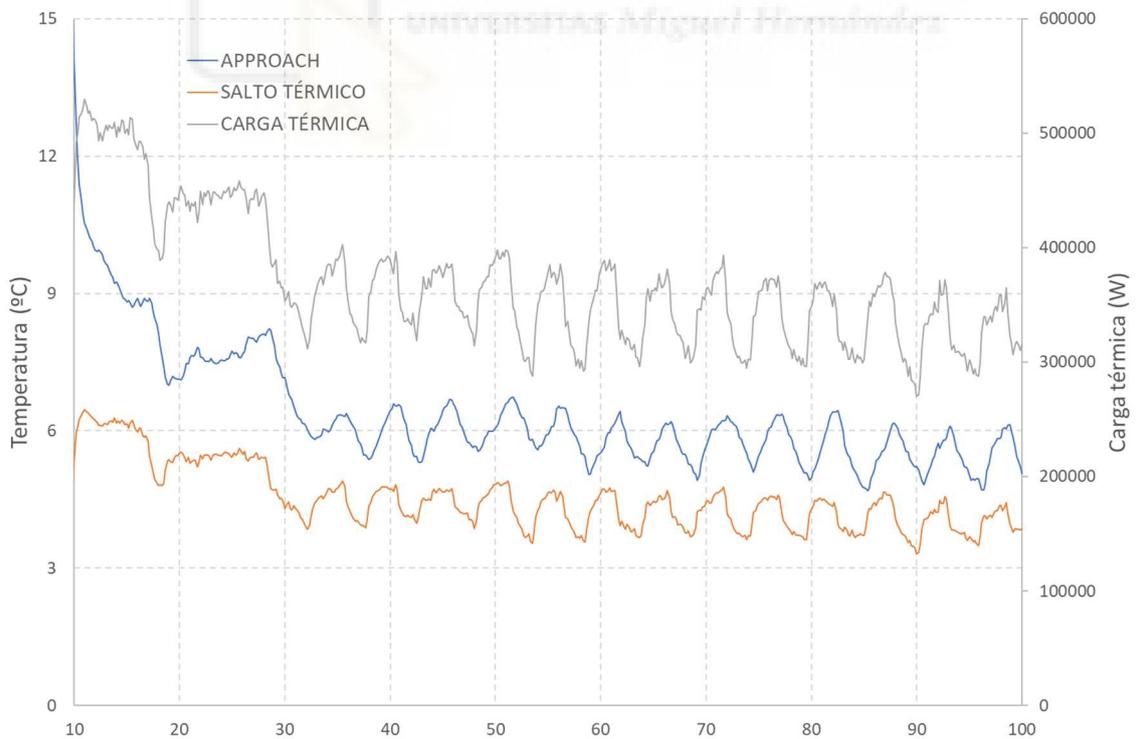


Figura 5.6: Parámetros calculados en el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 48-40°C).

## DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE MONITORIZACIÓN PORTÁTIL PARA LA CARACTERIZACIÓN TÉRMICA DE EQUIPOS EVAPORATIVOS

Siguiendo las directrices marcadas por la norma UNE-EN 13741:2004, hallamos diferentes puntos que cumplen las condiciones de estacionariedad.

Para deducir si un punto o un instante es estacionario, se generaron diferentes macros en Excel, una para cada criterio distinto a cumplir y que estudia cada instante por separado. El intervalo de escaneo fue de 10 segundos, por tanto, el primer instante que se trabajó fue el 360, o lo que es lo mismo, el punto en que había transcurrido una hora desde el primer escaneo al inicio del ensayo.

Como ejemplo, el resultado de aplicar la macro correspondiente al salto térmico es el que aparece en la imagen siguiente. Recordemos que el criterio a seguir es que la variación del salto térmico no debe ser superior al 5%.

	BO	BP	BQ	BR	BS	BT	BU	BV
1	SALTO TÉRMICO (°C)	MÁXIMO	MÍNIMO	PROMEDIO	VALOR MAX. ADM.	VALOR MIN. ADM.	VARIACIÓN MAX. 5%	ESTACIONARIEDAD
358	4,4771872							
359	4,48746							
360	4,5785721							
361	4,6487142	6,4638512	0,0516555	4,244005803	4,456206094	4,031805513		0 NO CUMPLE
362	4,7288338	6,4638512	0,0516555	4,256971884	4,469820478	4,044123249		0 NO CUMPLE
363	4,7318365	6,4638512	0,0516555	4,26959435	4,483457407	4,056451463		0 NO CUMPLE
364	4,6675839	6,4638512	0,0516555	4,282764645	4,496902877	4,068626413		0 NO CUMPLE
365	4,6945633	6,4638512	0,0516555	4,29565862	4,510441551	4,080875689		0 NO CUMPLE
366	4,7642413	6,4638512	0,0516555	4,30873947	4,524176444	4,093302497		0 NO CUMPLE
367	4,6844337	6,4638512	0,0516555	4,32159554	4,537675317	4,105515763		0 NO CUMPLE
368	4,6864987	6,4638512	0,0516555	4,334460895	4,55118394	4,11773785		0 NO CUMPLE
369	4,7003679	6,4638512	0,0532582	4,347373985	4,564742684	4,130005286		0 NO CUMPLE
370	4,4487251	6,4638512	0,0532582	4,359578414	4,577557335	4,141599494		0 NO CUMPLE
371	4,0779119	6,4638512	0,0532582	4,370746566	4,589283988	4,152209323		0 NO CUMPLE
372	3,9223892	6,4638512	0,0559974	4,381497575	4,600572454	4,162422696		0 NO CUMPLE
373	4,0234883	6,4638512	0,0559974	4,392486451	4,612110773	4,172862128		0 NO CUMPLE
374	3,9186026	6,4638512	0,0559974	4,403132903	4,623289548	4,182976257		0 NO CUMPLE
375	3,8512421	6,4638512	0,0559974	4,413651594	4,634334174	4,192969014		0 NO CUMPLE
376	3,9588374	6,4638512	0,0559974	4,42448377	4,645707959	4,203259582		0 NO CUMPLE
377	3,8980606	6,4638512	0,0559974	4,435097879	4,656852773	4,21342985		0 NO CUMPLE
378	3,8004575	6,4638512	0,0559974	4,44546261	4,667735741	4,22318948		0 NO CUMPLE
379	3,7932589	6,4638512	0,0708215	4,455843892	4,678636087	4,233051698		0 NO CUMPLE
380	3,8635355	6,4638512	1,1540987	4,466379209	4,689698169	4,243060248		0 NO CUMPLE
381	3,7271575	6,4638512	1,1540987	4,477397578	4,696017457	4,24877699		0 NO CUMPLE
382	3,6876285	6,4638512	1,1540987	4,473808664	4,697679908	4,250281821		0 NO CUMPLE
383	3,6648612	6,4638512	1,1540987	4,477107987	4,700963386	4,253252588		0 NO CUMPLE
384	3,7156278	6,4638512	1,1540987	4,481170684	4,705229218	4,25711215		0 NO CUMPLE
385	3,9473922	6,4638512	1,1540987	4,485212445	4,709473067	4,260951822		0 NO CUMPLE

Figura 5.7: Hoja en Excel tras aplicar la Macro de variación máxima del 5% al salto térmico.

Las columnas que aparecen, de izquierda a derecha, son los valores del salto térmico calculado, el valor máximo de entre los 360 valores anteriores (incluido el instante analizado), el mínimo, el promedio, el valor máximo admitido, que se obtiene sumando al promedio el 5% de su valor, y el valor mínimo admitido, que se obtiene de igual manera, pero restando el 5%. Estas columnas únicamente calculan los parámetros que ayudarán a comprobar si los instantes cumplen los criterios. Las dos últimas columnas devuelven la respuesta de si los instantes son válidos. La primera de estas columnas tiene como título, en la fila 1, el criterio que se está verificando, en este caso una variación máxima de un 5%

(“VARIACIÓN MAX. 5%”). Para que un instante sea válido, tanto el valor máximo debe ser inferior al máximo permitido, como el valor mínimo superior al mínimo permitido. Las celdas comprueban si esto se cumple y devuelven un 0 cuando no se cumple, y un 1 cuando se cumple. Finalmente, la última columna devuelve “CUMPLE” o “NO CUMPLE” el criterio de estacionariedad en función de si el valor de la celda a la izquierda es 1 o 0, respectivamente.

Observamos cómo el primer instante estudiado es el 361, pues los datos comienzan en la fila 2 de la hoja de Excel, y que, salvo para la primera columna, donde aparecen los valores medidos, las filas anteriores a la 361 en las demás columnas están vacías.

A cada uno de los parámetros que definían la estacionariedad de cada punto se le aplicó la Macro que comprobaba su criterio correspondiente. Un punto estacionario es aquel para el que todos los criterios se cumplen en un mismo instante.

La tabla siguiente resume los datos correspondientes a un instante estacionario significativo en este periodo:

Variable	Unidad	Valor
Temperatura entrada agua	°C	30,081
Temperatura salida agua	°C	25,982
Salto térmico	°C	4,098
Temperatura ambiente	°C	20,476
Temperatura salida aire	°C	27,372
Humedad relativa ambiente	%	18,268
Humedad relativa salida aire	%	11,947
Carga térmica	kW	333,715
Approach	°C	5,505
Caudal primario	m <sup>3</sup> /h	74,915

Tabla 5.1: Punto estacionario significativo en el primer periodo.

#### 5.2.1.2. Segundo periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 55-45°C.

A lo largo de las tres horas que seguían, el objetivo marcado para los calentadores fue de 55-45°C (calentador 1- calentador 2). El aumento en las

temperaturas objetivo resultó en un incremento tanto de la carga térmica como del salto térmico y el approach. Además, el comportamiento de los valores calculados continúa siguiendo un patrón de hoja de sierra. Las figuras a continuación muestran tal comportamiento.

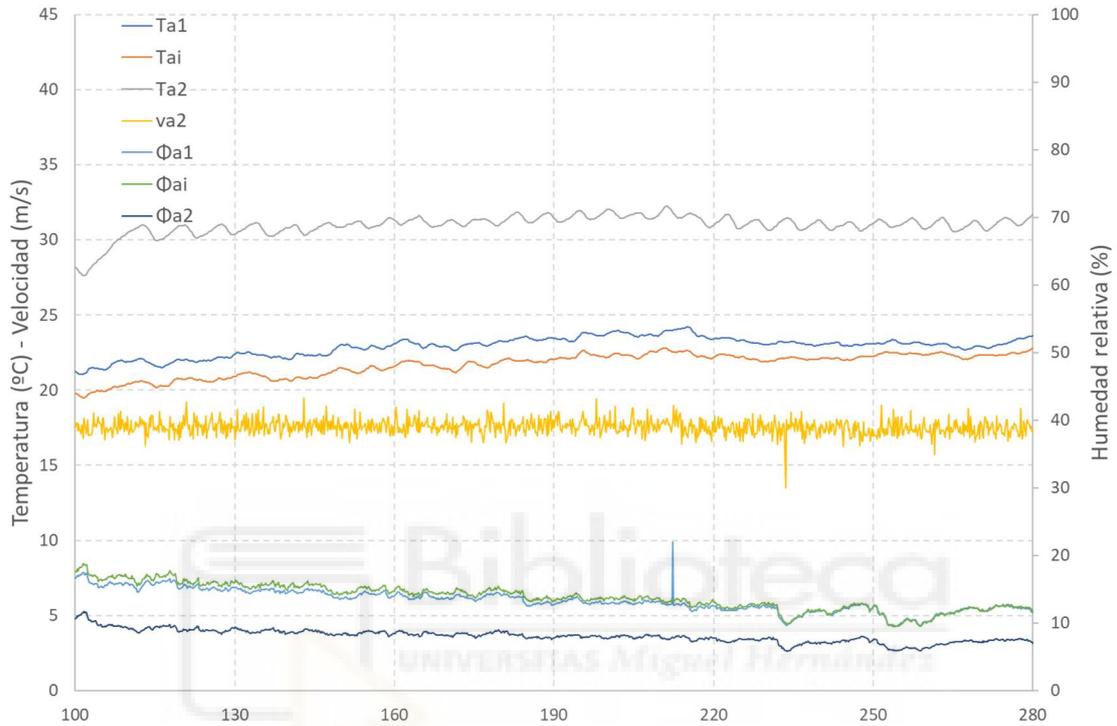


Figura 5.8: Medidas del aire para el segundo periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-45°C).

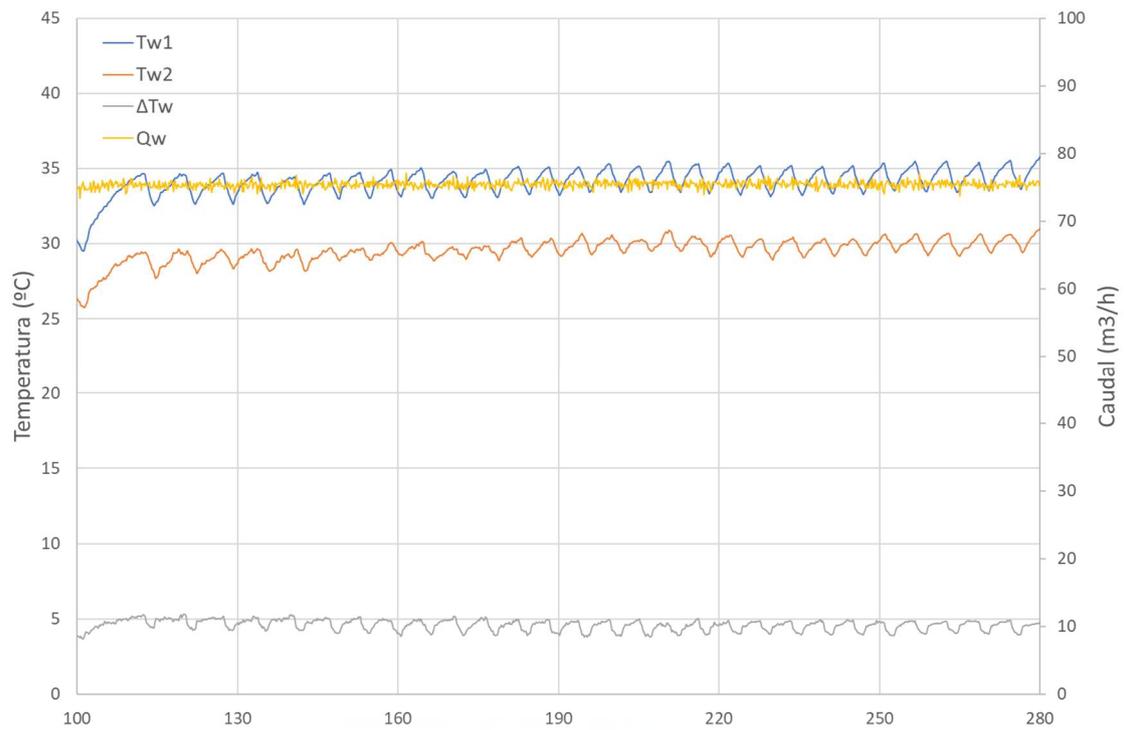


Figura 5.9: Medidas del agua para el segundo periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-45°C).

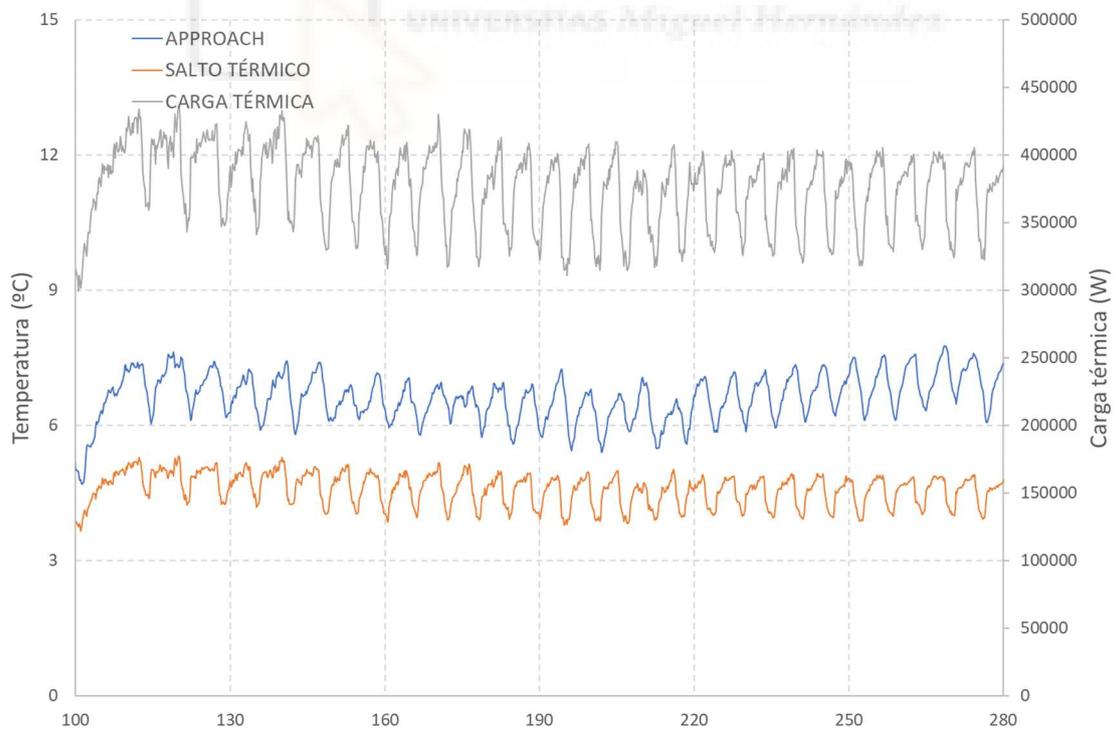


Figura 5.10: Parámetros calculados en el segundo periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-45°C).

En este periodo también encontramos diferentes puntos estacionarios acordes a la norma UNE-EN 13741:2004. Los resultados de uno representativo de estos se resumen en la próxima tabla.

Variable	Unidad	Valor
Temperatura entrada agua	°C	34,318
Temperatura salida agua	°C	29,759
Salto térmico	°C	4,559
Temperatura ambiente	°C	23,057
Temperatura salida aire	°C	30,946
Humedad relativa ambiente	%	11,365
Humedad relativa salida aire	%	6,965
Carga térmica	kW	374,476
Approach	°C	6,702
Caudal primario	m <sup>3</sup> /h	75,503

Tabla 5.2: Punto estacionario significativo en el segundo periodo.

### 5.2.1.3. Tercer periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 55-50°C.

El tercer periodo corresponde al periodo previo al cambio de funcionamiento de los ventiladores. Transcurrió entre el minuto 280 y el 335 de ensayo aproximadamente, y las temperaturas objetivo marcadas en los calentadores fueron 55-50°C (calentador 1- calentador 2). Al igual que al fijar el objetivo en 55-45°C, la carga térmica, el salto térmico y el approach aumentaron, y también aumentó la estabilidad de las variables medidas. Se suavizan las líneas que describen el comportamiento de las variables calculadas dejando a un lado prácticamente el patrón seguido en los periodos anteriores.

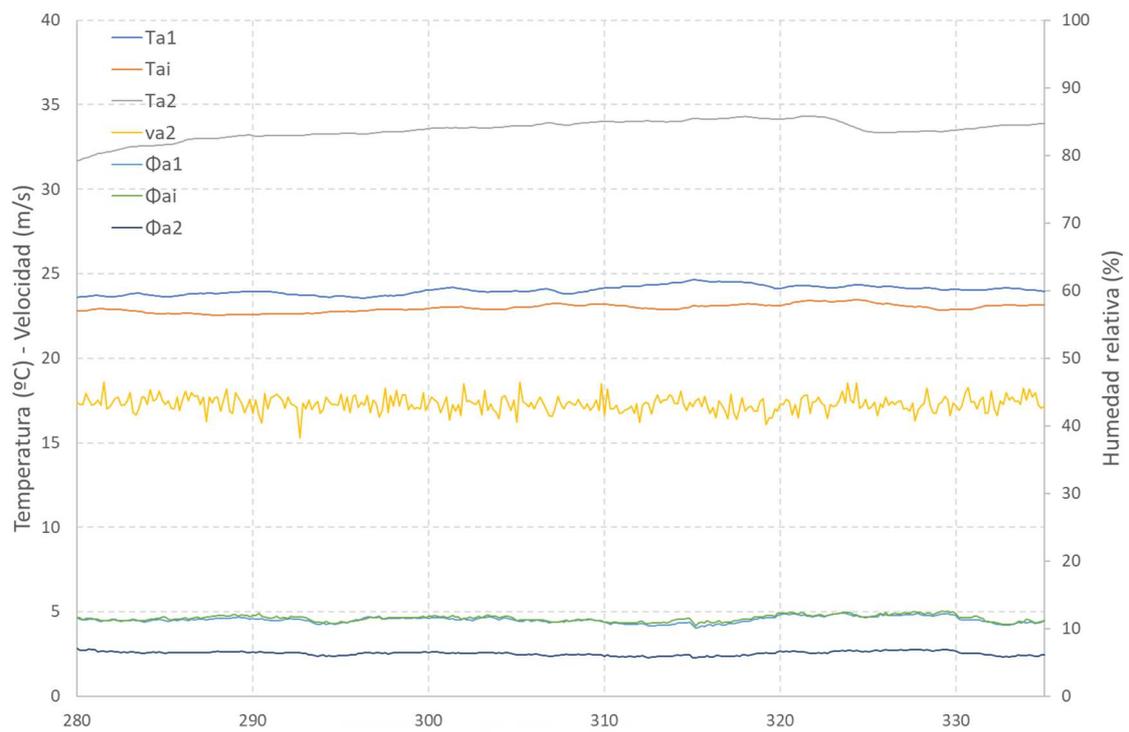


Figura 5.11: Medidas del aire para el tercer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-50°C).

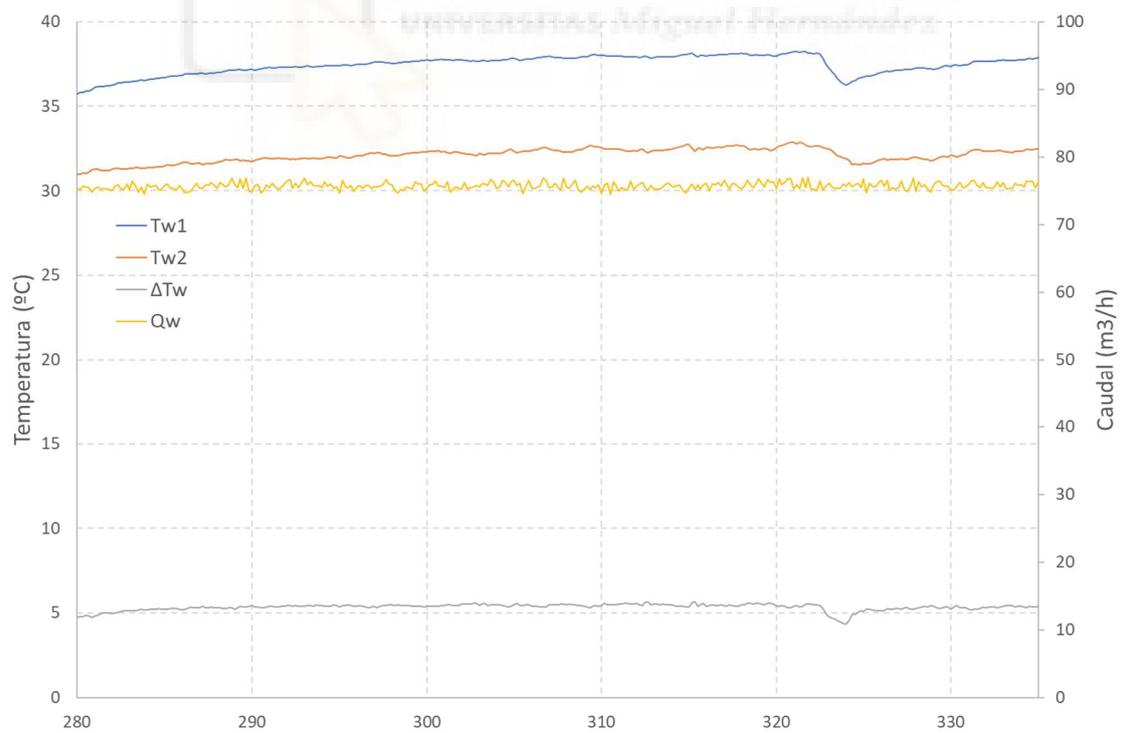


Figura 5.12: Medidas del agua para el tercer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-50°C).

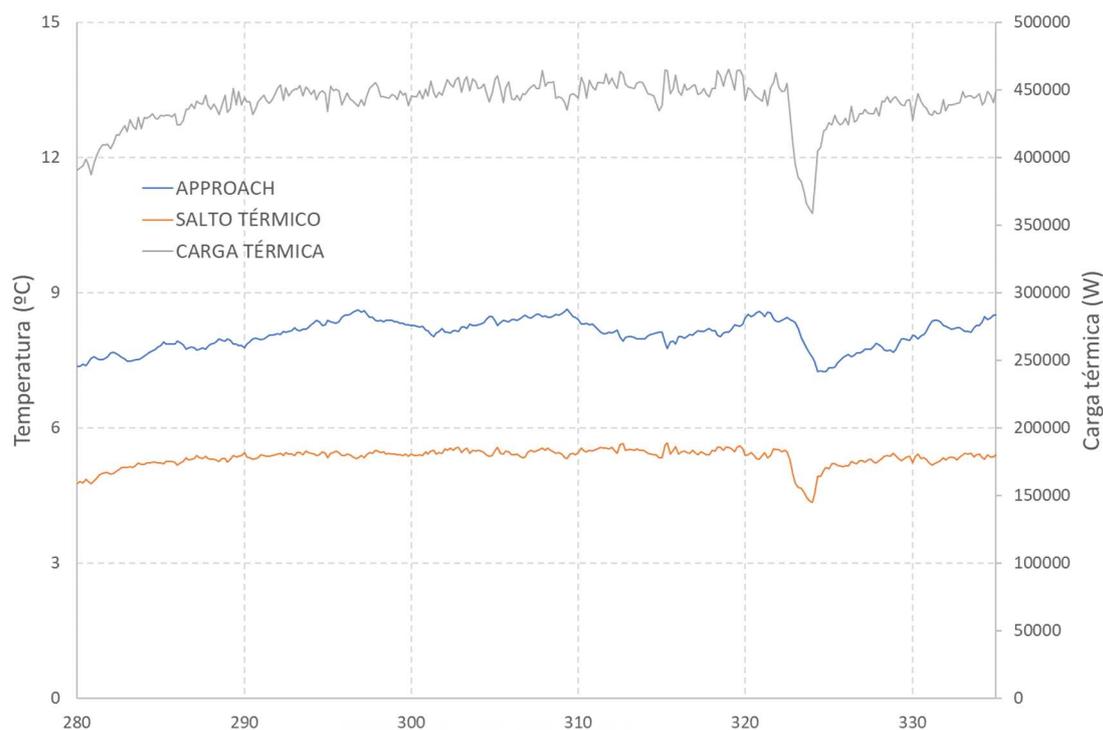


Figura 5.13: Parámetros calculados en el tercer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 55-50°C).

A raíz de las limitaciones de tiempo en la realización de este ensayo y debido a una disminución de la estabilidad tras el apagado de un calentador, que se observa en las gráficas alrededor del minuto 323, no se ha encontrado ningún instante que cumpla con los criterios de estacionariedad conformes a la norma UNE-EN 13741:2004. Sin embargo, en vista de la destacada estabilidad de los resultados, se han buscado puntos que cumplan los criterios para un periodo menor de tiempo, en concreto 30 minutos, y que sean coherentes. En esta ocasión, se utilizan las mismas Macros en Excel para comprobar la estacionariedad de los puntos, con el cambio del estudio de los últimos 360 valores, al estudio de los últimos 180 simplemente, que corresponden a un intervalo de 30 minutos.

En la Tabla 5.3 se muestran los valores correspondientes a un punto válido.

Variable	Unidad	Valor
Temperatura entrada agua	°C	37,968
Temperatura salida agua	°C	32,485
Salto térmico	°C	5,483
Temperatura ambiente	°C	24,177
Temperatura salida aire	°C	33,993
Humedad relativa ambiente	%	10,875
Humedad relativa salida aire	%	5,984
Carga térmica	kW	450,709
Approach	°C	8,309
Caudal primario	m <sup>3</sup> /h	75,519

Tabla 5.3: Punto estacionario (intervalo 30 minutos) en el tercer periodo.

#### 5.2.1.4. Cuarto periodo: Ventiladores control PID – Objetivo calentadores 50-45°C.

El cuarto y último periodo es radicalmente distinto a los anteriores. Se activa la regulación de los ventiladores y se vuelven a cambiar las temperaturas objetivo de los calentadores. La diferencia se aprecia de forma evidente sobre el minuto 337, en el que el valor de la velocidad de salida del aire, que depende de la frecuencia de operación de los ventiladores, desciende drásticamente de 18 a 5 m/s. Esto junto con la disminución del calor cedido por la mezcla hasta los 200 kW resulta en una disminución del salto térmico y en un aumento de la temperatura de salida del aire, pero también del approach, es decir, que a menor velocidad del aire menor es la eficiencia de intercambio de calor.

Naturalmente, este periodo de tan corta duración sumado al importante cambio que sucede en él no ha permitido encontrar ningún punto que siga los criterios de estacionariedad de la norma ya mencionada.

Las gráficas a continuación muestran este comportamiento en mayor detalle.

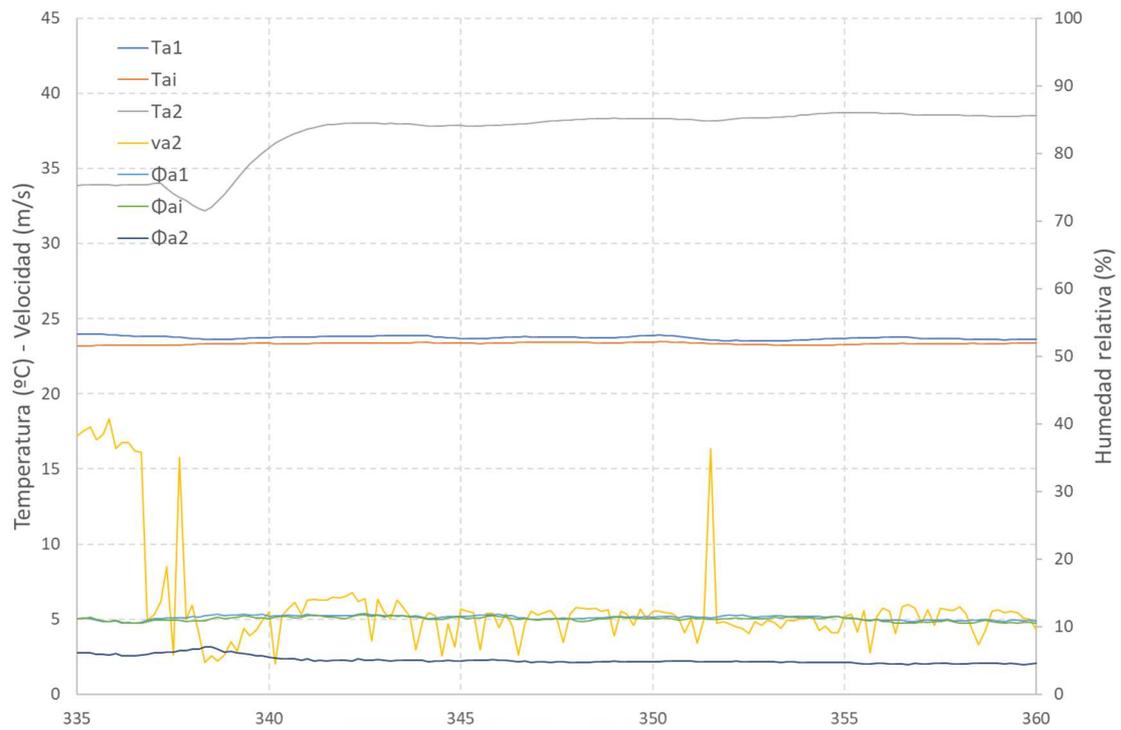


Figura 5.14: Medidas del aire para el cuarto periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).

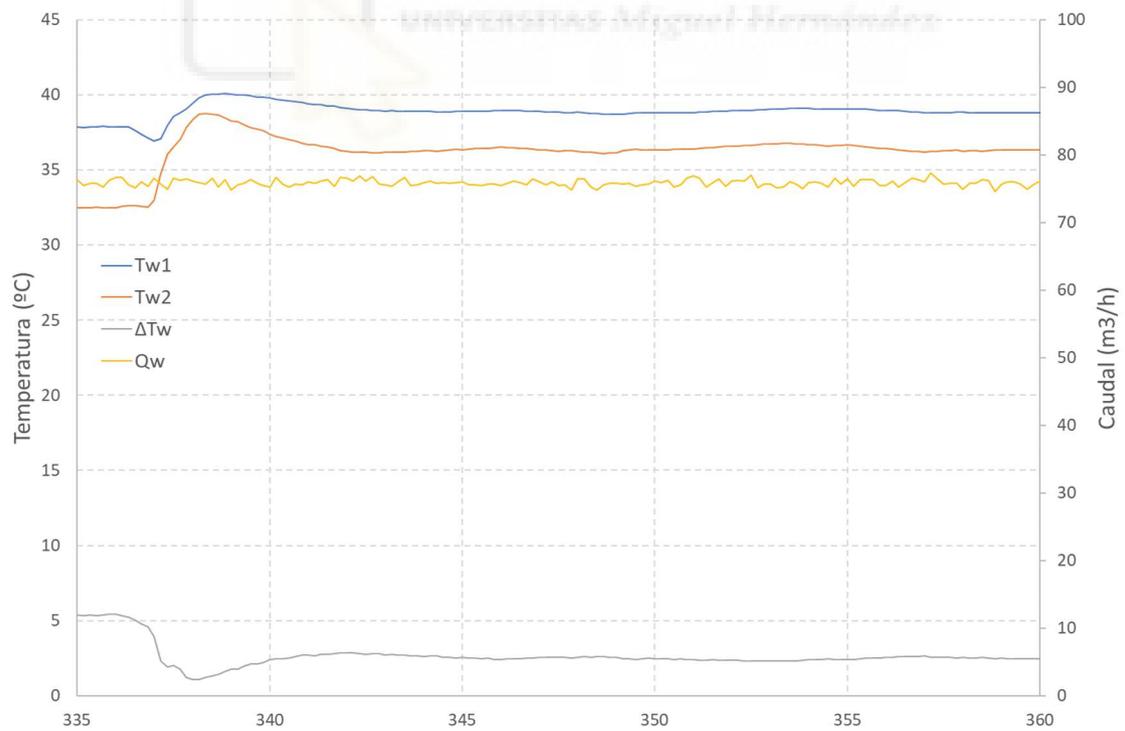


Figura 5.15: Medidas del agua para el cuarto periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).

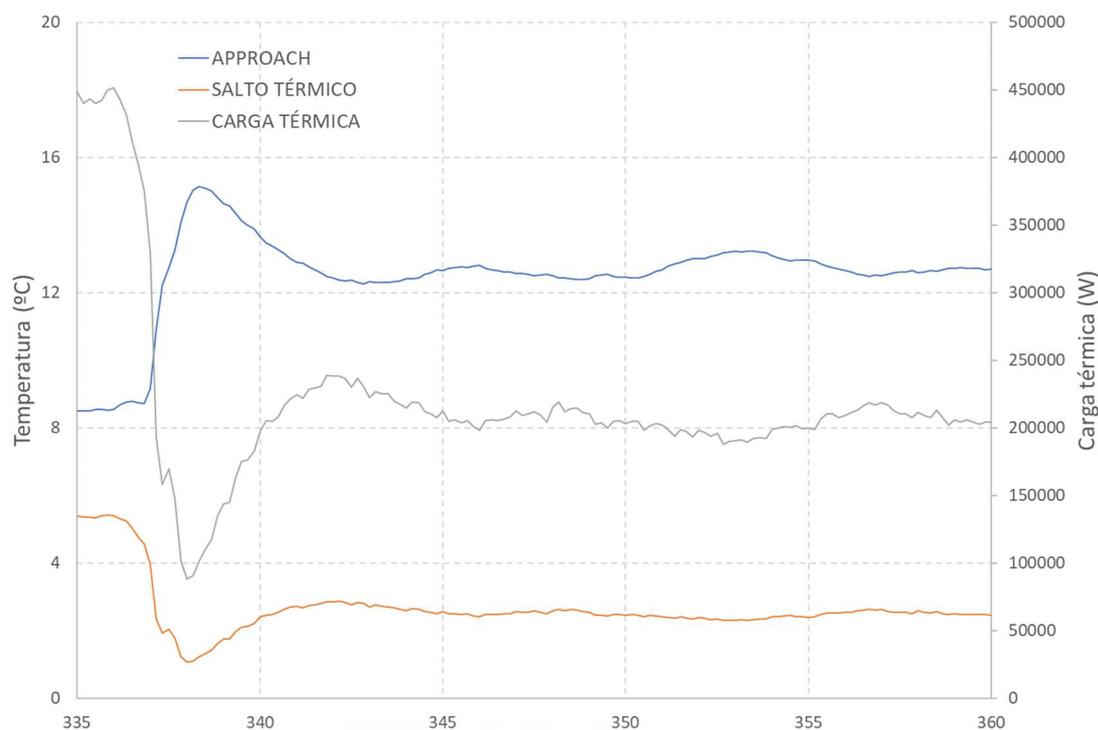


Figura 5.16: Parámetros calculados en el cuarto periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).

Para terminar, creamos una tabla que resume los puntos destacados de las diferentes pruebas realizadas durante la primera parte del ensayo con los ventiladores funcionando al 100% de su capacidad y el panel seco.

Variable	Unidad	Valor		
		1	2	3
Temperatura entrada agua	°C	30,081	34,318	37,968
Temperatura salida agua	°C	25,982	29,759	32,485
Salto térmico	°C	4,098	4,559	5,483
Temperatura ambiente	°C	20,476	23,057	24,177
Temperatura salida aire	°C	27,372	30,946	33,993
Humedad relativa ambiente	%	18,268	11,365	10,875
Humedad relativa salida aire	%	11,947	6,965	5,984
Carga térmica	kW	333,715	374,476	450,709
Approach	°C	5,505	6,702	8,309
Caudal primario	m³/h	74,915	75,503	75,519

Tabla 5.4: Resumen puntos estacionarios significativos.

### 5.2.2. Ensayo con panel húmedo.

A diferencia del primer ensayo del día anterior, en este segundo se activó el circuito hidráulico del panel evaporativo para aprovechar su función. Duró alrededor de 4 horas y se dividió en dos periodos únicamente, uno con los ventiladores a máxima carga y otro activando el controlador PID.

Estos fueron los resultados generales de las medidas tomadas por los sensores:

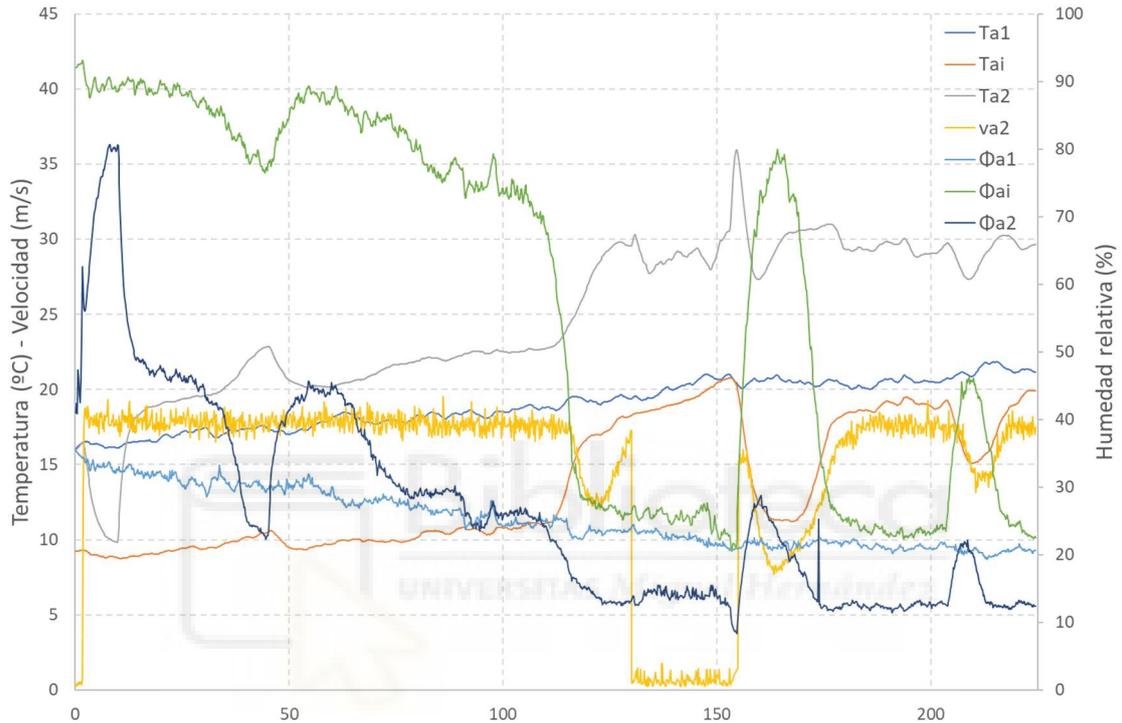


Figura 5.17: Comportamiento general medidas de aire con panel húmedo.

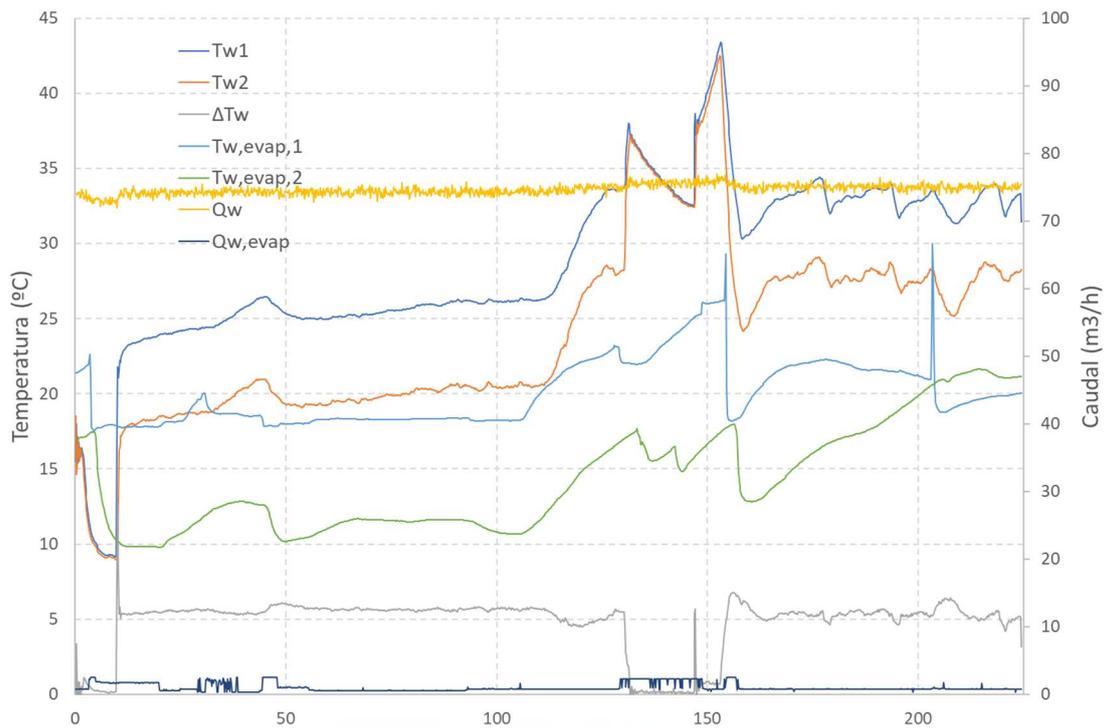


Figura 5.18: Comportamiento general medidas de agua con panel húmedo.

Vemos como el comportamiento de la mayoría de las variables medidas es muy poco estable en ciertos momentos. Esto es debido a, por una parte, el cambio en el funcionamiento de los ventiladores y, por otra parte, una circunstancia que se dio. Se tuvo que dejar de rociar agua al panel momentáneamente hasta en dos ocasiones durante el primer periodo. La bañera en la que recae el agua que no se evapora con la corriente de aire saturó y se tuvo que vaciar.

En la definición del comportamiento de la máquina en este ensayo se ha añadido una variable a los parámetros calculados más relevantes. Los sistemas evaporativos dependen en gran medida de la temperatura de bulbo húmedo ambiental, incluso más que de la temperatura ambiente o de entrada al sistema, pues es la mínima temperatura que puede alcanzar la corriente de aire al atravesar el sistema. Por tanto, se ha considerado una nueva formulación para el approach, el approach húmedo. Esta variable corresponde a la diferencia entre la temperatura de salida del agua del circuito primario y la temperatura de bulbo húmedo del ambiente, como se muestra debajo:

$$\text{Approach (húmedo)} = T_{w2} - T_{bh1} \quad (5.4)$$

Además de esta variable añadida, se muestran los mismos parámetros que se han utilizado en el ensayo con panel seco.

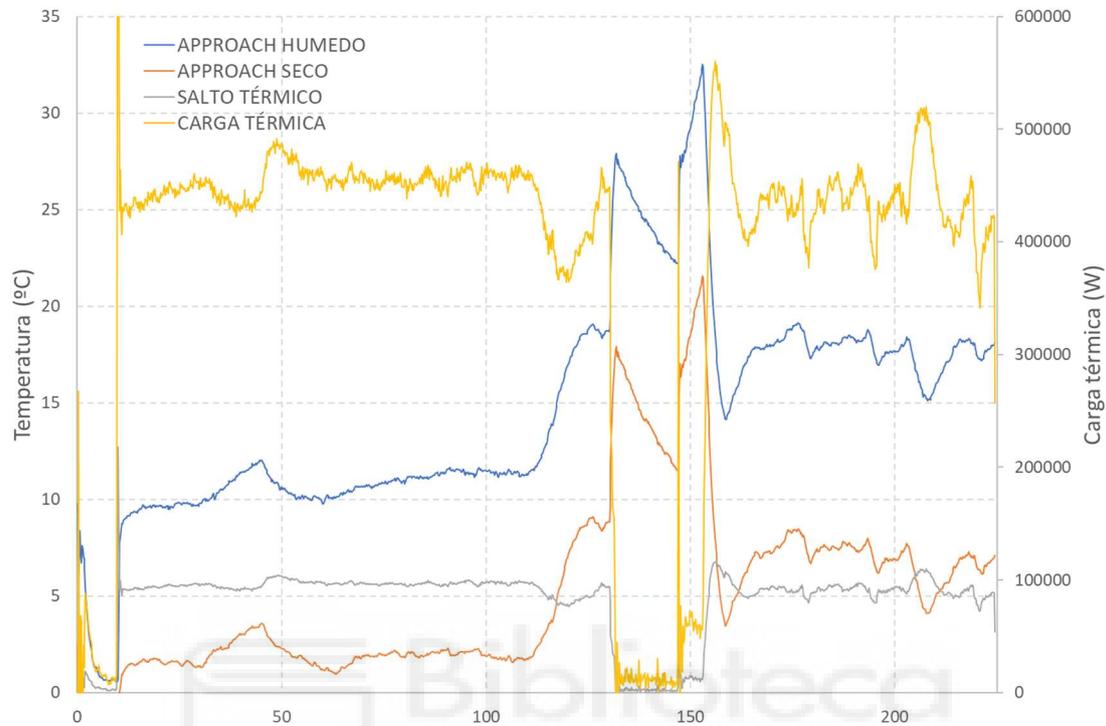


Figura 5.19: Parámetros calculados del ensayo con panel húmedo.

Observamos que la diferencia de temperaturas del agua se mantiene constante durante la práctica totalidad de la prueba en 5-6°C. El approach seco tuvo un valor medio de aproximadamente 2°C durante la primera parte y luego aumentó para oscilar alrededor de los 6°C. El comportamiento del húmedo fue similar, pero con valores algo superiores, rondando los 11°C en la primera parte y quedando después entre los 15 y los 20°C. Finalmente, la carga térmica mantuvo un valor promedio cercano a los 450 kW a lo largo de casi todo el ensayo.

#### 5.2.2.1. Primer periodo: Ventiladores 100% - Objetivo calentadores 50-45°C.

Al igual que para el ensayo con los rociadores desactivados, se han generado unas gráficas que definen el comportamiento del aero-refrigerador con preenfriamiento adiabático según el modo de funcionamiento.

El primer periodo tuvo lugar durante los primeros 120 minutos. Los ventiladores trabajaron al 100% y las temperaturas objetivo se fijaron en 50-45°C para los

calentadores.

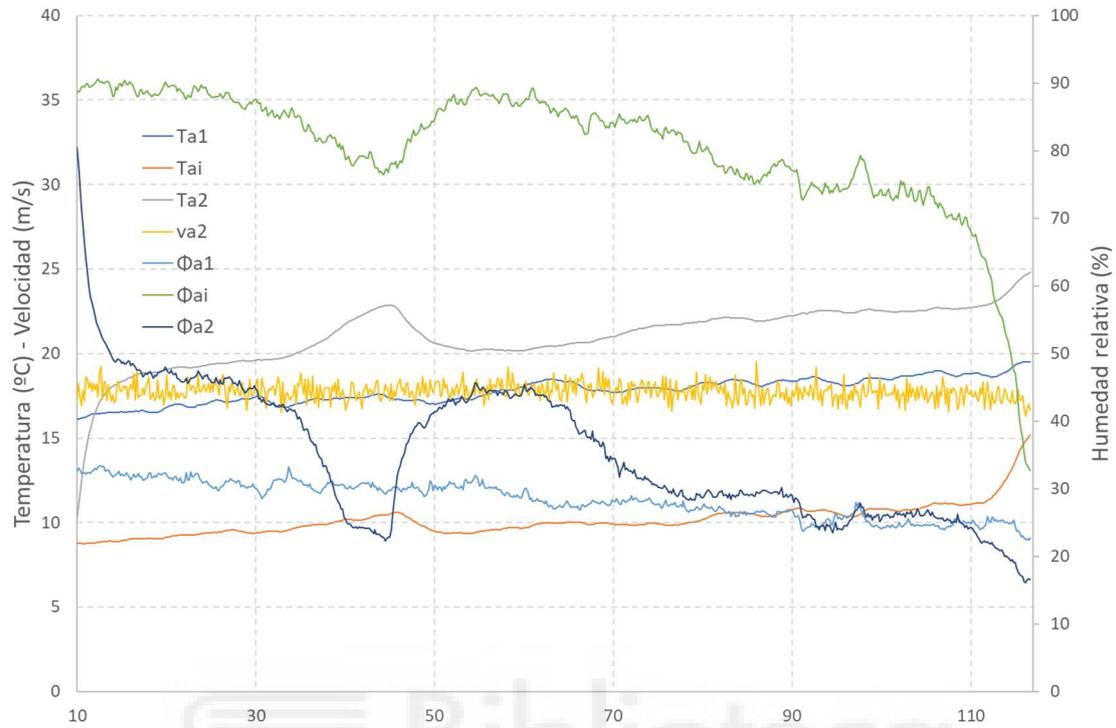


Figura 5.20: Medidas del aire para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-45°C).

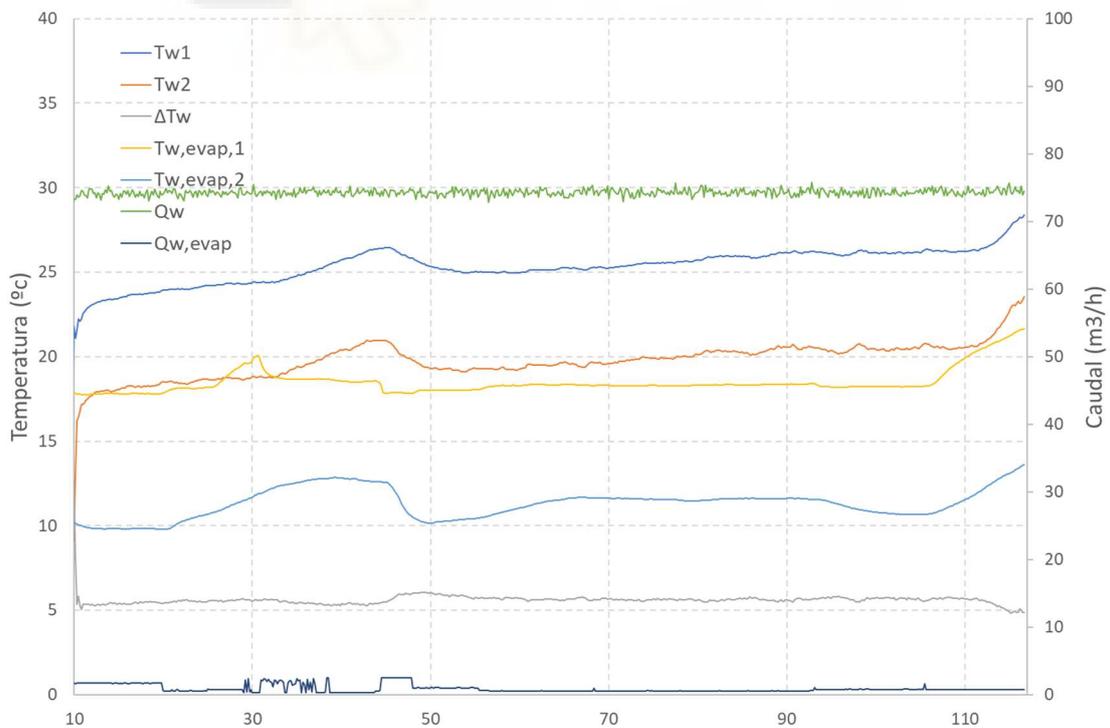


Figura 5.21: Medidas del agua para el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-

45°C).

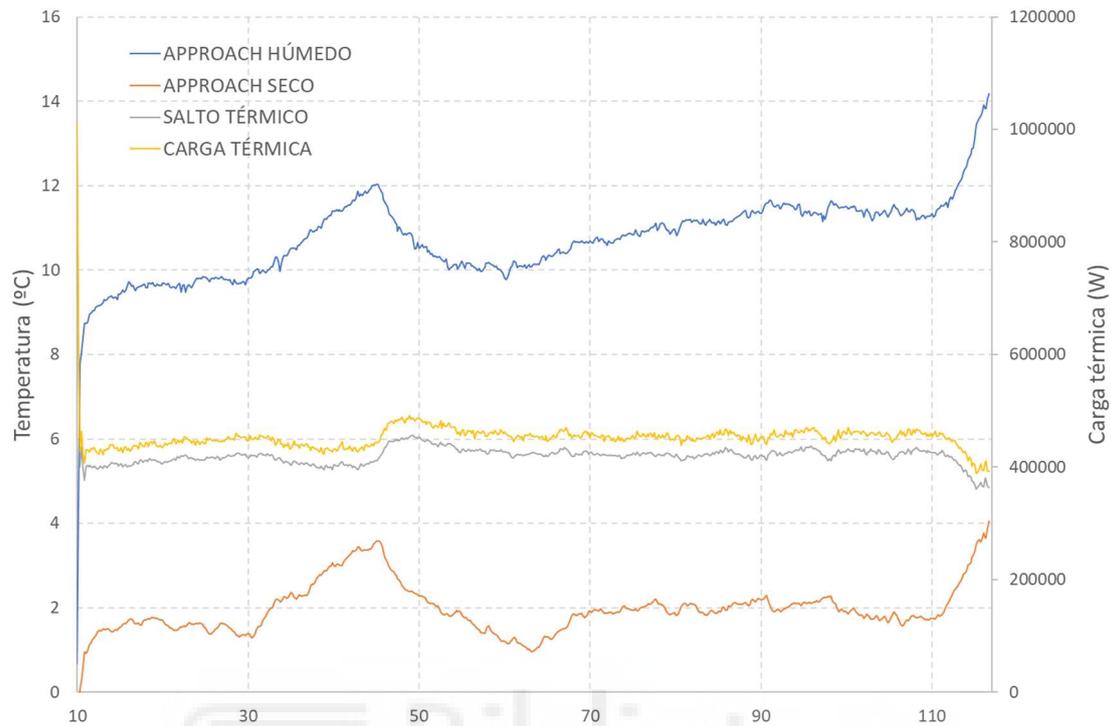


Figura 5.22: Parámetros calculados en el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-45°C).

El aporte de agua en este primer periodo se realizó manualmente. Destacan principalmente los cambios que ocurren sobre los minutos 40 y 115, un aumento en la temperatura y una disminución en la humedad de la sección intermedia que solo pueden ser resultado de una parada en el aporte de agua en el panel. La bañera bajo el panel cuenta con un sensor capaz de detectar el nivel de agua que hay en ella y provocó la parada. En consecuencia, las medidas de temperatura y humedad a la salida de los ventiladores se han visto afectadas de la misma manera. La solución del sistema a la situación fue aumentar las temperaturas del agua, lo cual derivó en una menor eficiencia del intercambiador de calor.

También se efectuó el cálculo de la eficiencia evaporativa mediante la fórmula expuesta en el CAPÍTULO 2. MODELO FÍSICO.

$$\eta = \frac{T_1 - T_i}{T_1 - T_{bh1}}$$

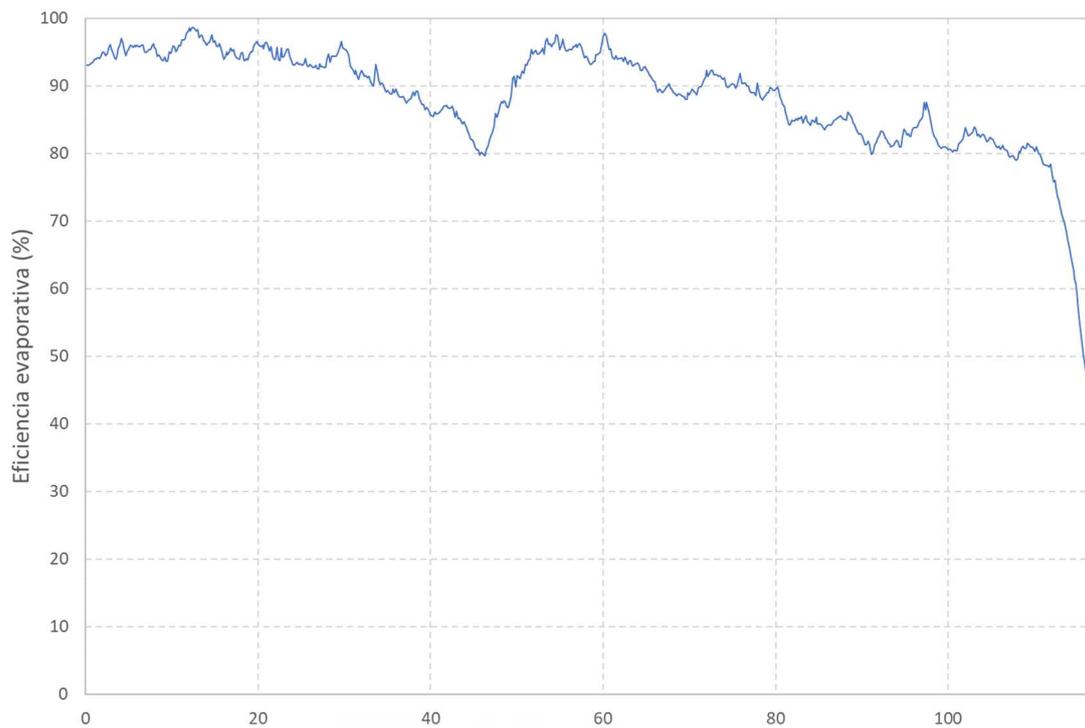


Figura 5.23: Eficiencia evaporativa en el primer periodo (Ventiladores 100% - Calentadores 50-45°C).

Observamos como en los instantes en los que no se aportó agua al relleno del panel la eficiencia fue inferior.

En lo que respecta la estacionariedad, diferentes puntos son los que cumplieron con los parámetros requeridos. La Tabla 5.5 recoge los datos de un punto significativo dentro de tales puntos. A la información que recogían los puntos estacionarios del ensayo con el panel seco, se añaden las variables psicrométricas de la sección intermedia de la máquina, la eficiencia evaporativa del panel y la temperatura de bulbo húmedo a la entrada, necesaria para calcular la eficiencia.

Variable	Unidad	Valor
Temperatura entrada agua	°C	26,230
Temperatura salida agua	°C	20,531
Salto térmico	°C	5,698
Temperatura ambiente	°C	18,771
Temperatura aire sección intermedia	°C	11,089
Temperatura salida aire	°C	22,701
Humedad relativa ambiente	%	25,007
Humedad relativa sección intermedia	%	68,575
Humedad relativa salida aire	%	24,291
Carga térmica	kW	459,650
Approach (seco)	°C	1,761
Caudal	m <sup>3</sup> /h	74,307
Temperatura bulbo húmedo ambiente	°C	9,186
Eficiencia evaporativa	%	84,450

Tabla 5.5: Punto estacionario significativo en el primer periodo.

La Figura 5.23 muestra la representación de los procesos que experimenta el aire a la entrada, en la sección intermedia y a la salida para el punto seleccionado en el diagrama psicrométrico a la presión de 1 atmósfera.

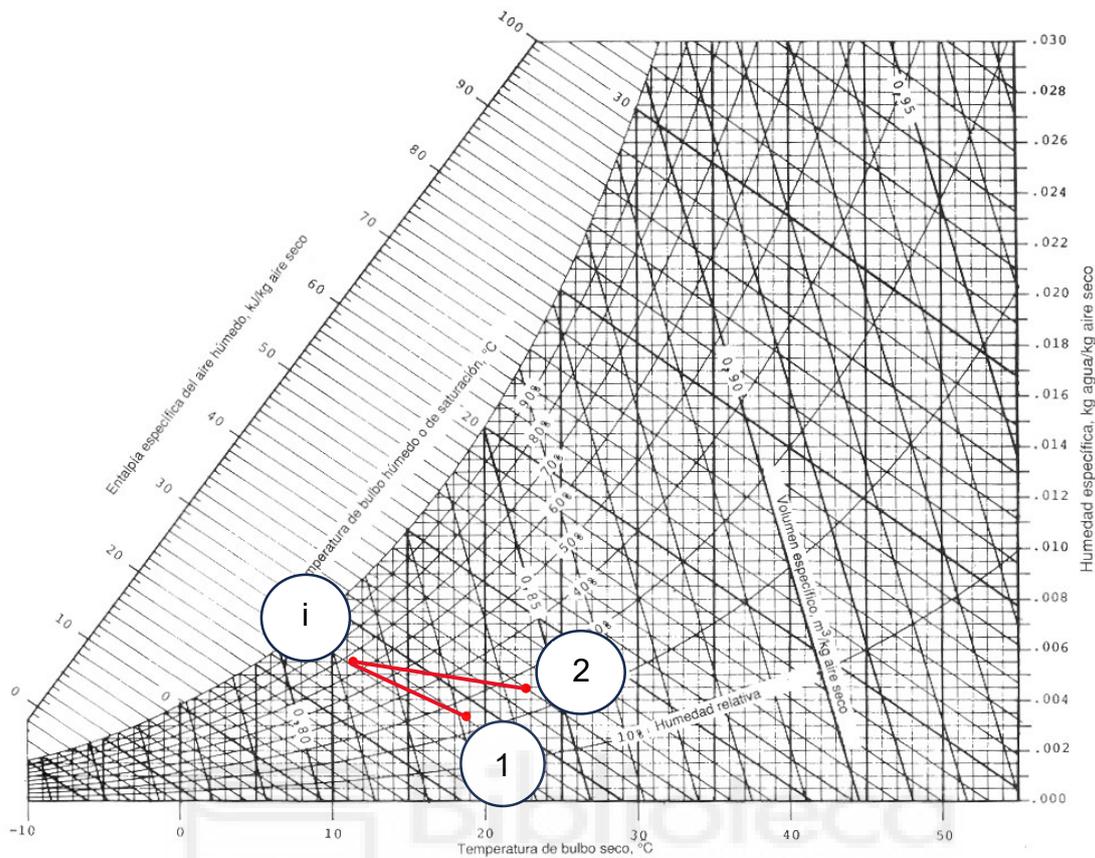


Figura 5.24: Representación del punto en el diagrama psicrométrico.

### 5.2.2.2. Segundo periodo: Ventiladores control PID – Objetivo calentadores 50-45°C.

Este segundo periodo tuvo una duración de algo más de una hora. Se activó el controlador PID y las temperaturas objetivo de los calentadores se fijaron en 50-45°C (calentador 1- calentador 2).

En las figuras que siguen se muestra la evolución de los diferentes parámetros medidos y calculados a lo largo de esta prueba.

Se aprecian variaciones importantes en dos instantes diferentes. Justo al inicio de esta segunda prueba, y alrededor del minuto 210, disminuye de manera apreciable la velocidad de los ventiladores y aumenta el aporte de agua al panel. En consecuencia, aumentan las humedades relativas tanto de la sección intermedia como de la salida de la corriente del aire, disminuyen las temperaturas y aumentan también las temperaturas de trabajo del agua.

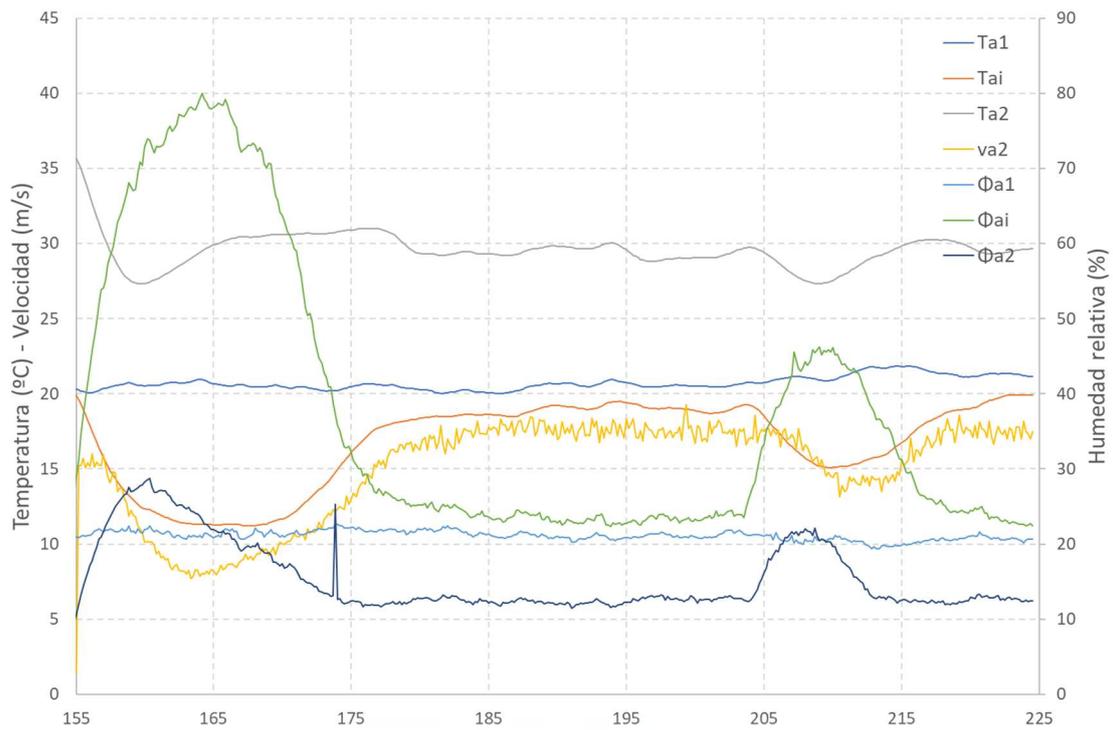


Figura 5.25: Medidas del aire para el segundo periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).

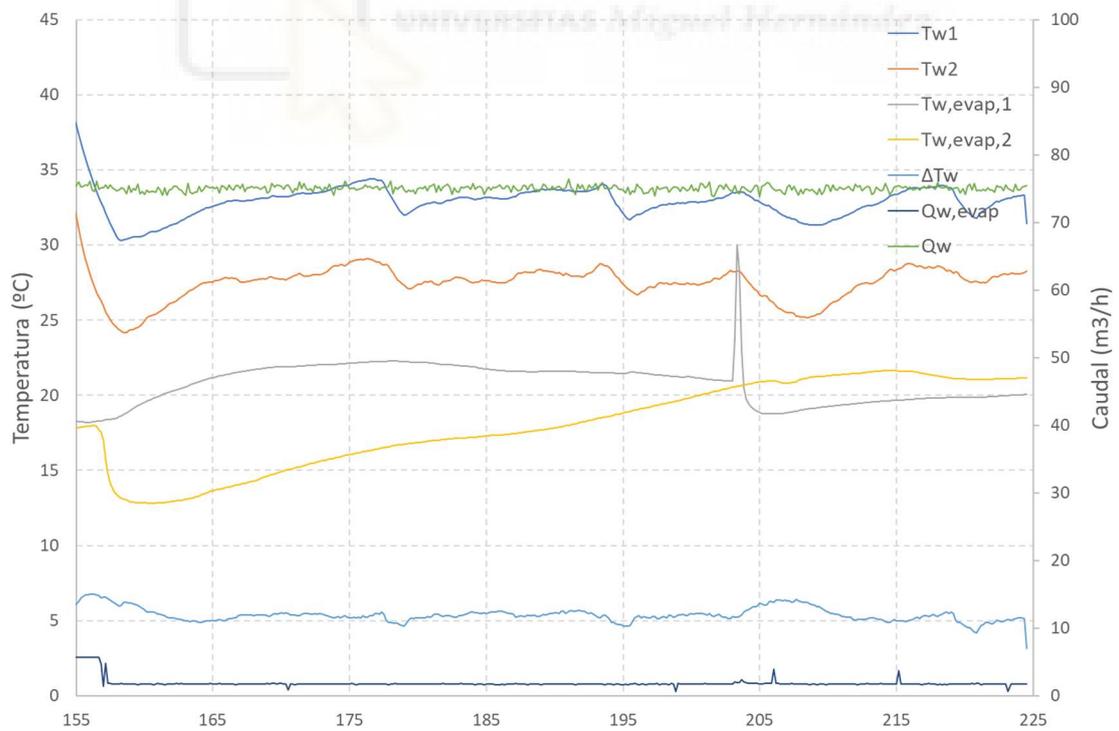


Figura 5.26: Medidas del agua para el segundo periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).

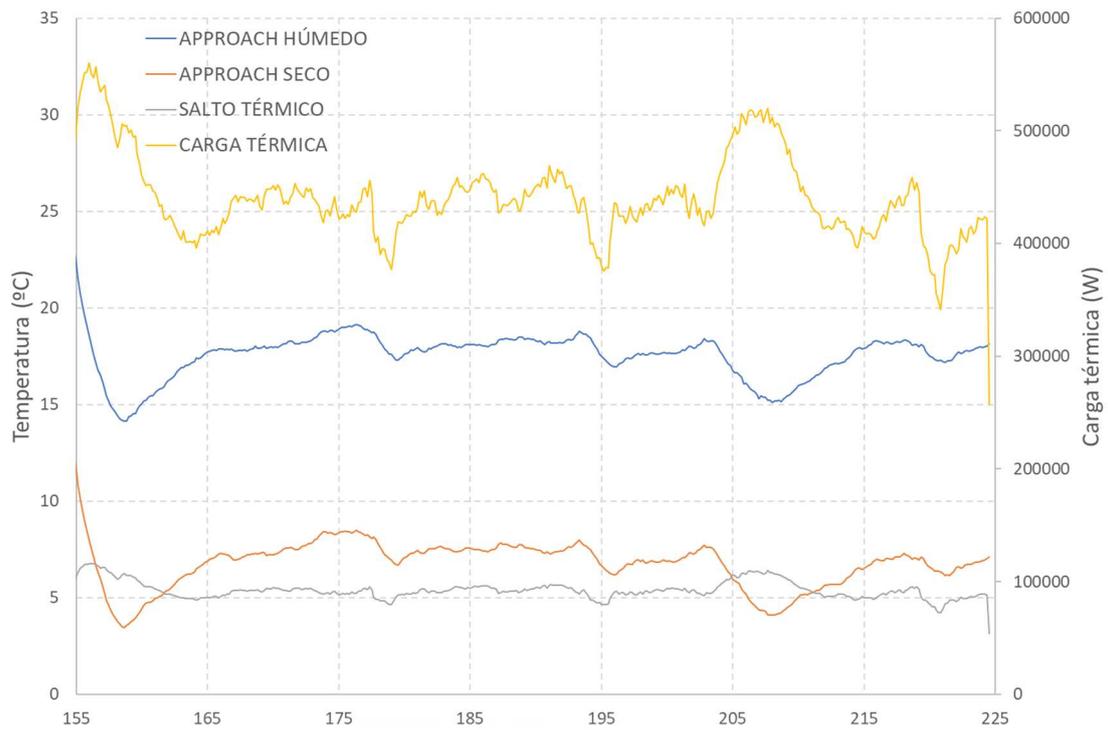


Figura 5.27: Parámetros calculados en el segundo periodo (Ventiladores PID Control – Calentadores 50-45°C).

Estas mismas variaciones se ven reflejadas en la eficiencia evaporativa.

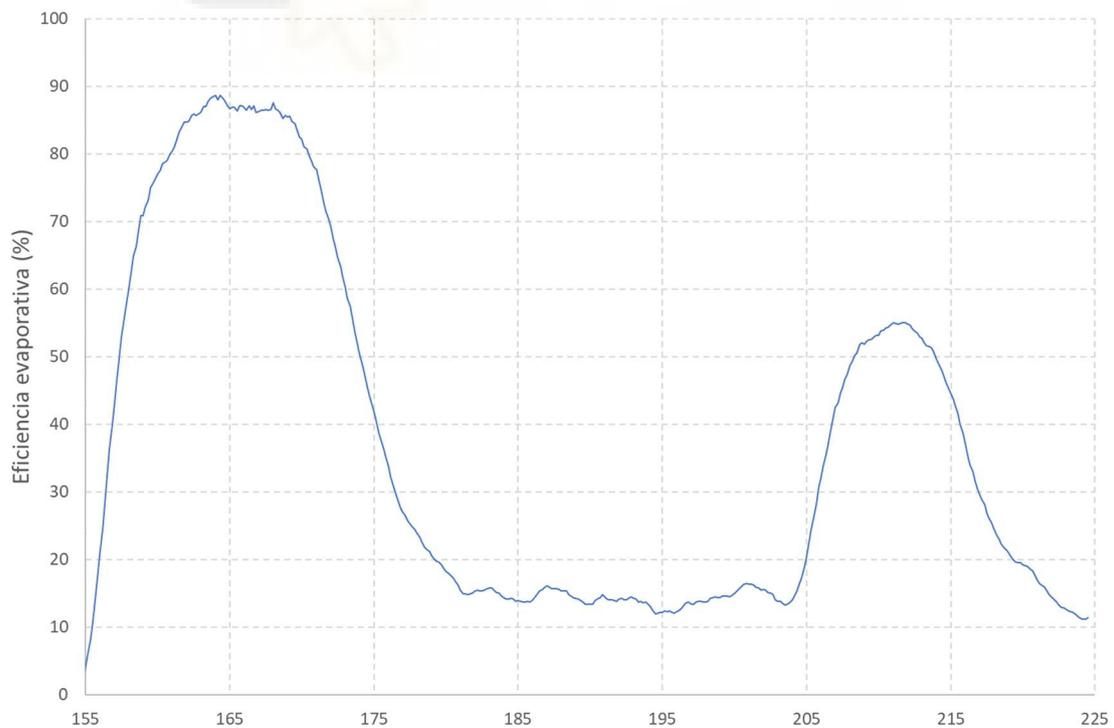


Figura 5.28: Eficiencia evaporativa en el segundo periodo (Ventiladores PID Control –

Calentadores 50-45°C).

La limitación en el tiempo de ensayo ha provocado que no se hayan encontrado puntos que cumplan los criterios establecidos por la norma UNE-EN 13741:2004 para intervalos de una hora. Sin embargo, se han encontrado puntos que los cumplan para intervalos de 10 minutos y que muestran unos resultados coherentes. La tabla a continuación recoge uno de ellos.

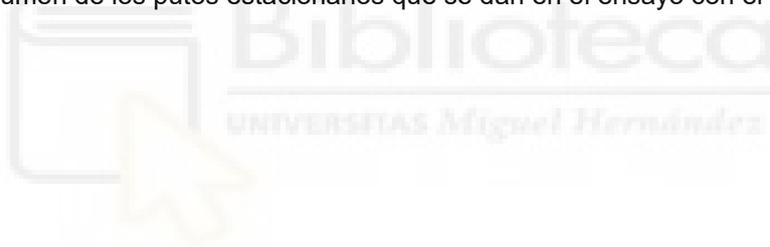
Variable	Unidad	Valor
Temperatura entrada agua	°C	34,264
Temperatura salida agua	°C	29,069
Salto térmico	°C	5,195
Temperatura ambiente	°C	20,635
Temperatura aire sección intermedia	°C	16,911
Temperatura salida aire	°C	31,012
Humedad relativa ambiente	%	21,812
Humedad relativa sección intermedia	%	29,080
Humedad relativa salida aire	%	11,688
Carga térmica	kW	424,081
Approach (seco)	°C	8,433
Caudal	m <sup>3</sup> /h	75,035
Temperatura bulbo húmedo ambiente	°C	9,943
Eficiencia evaporativa	%	36,700

Tabla 5.6: Punto estacionario (intervalo 10 minutos) significativo para el segundo periodo.

Se inserta finalmente una tabla que resume el comportamiento de la máquina en este ensayo con el panel húmedo.

Variable	Unidad	Valor	
		1	2
Temperatura entrada agua	°C	26,230	34,264
Temperatura salida agua	°C	20,531	29,069
Salto térmico	°C	5,698	5,195
Temperatura ambiente	°C	18,771	20,635
Temperatura aire sección intermedia	°C	11,089	16,911
Temperatura salida aire	°C	22,701	31,012
Humedad relativa ambiente	%	25,007	21,812
Humedad relativa sección intermedia	%	68,575	29,080
Humedad relativa salida aire	%	24,291	11,688
Carga térmica	kW	459,650	424,081
Approach (seco)	°C	1,761	8,433
Caudal	m <sup>3</sup> /h	74,307	75,035
Temperatura bulbo húmedo ambiente	°C	9,186	9,943
Eficiencia evaporativa	%	84,450	36,700

Tabla 5.7: Resumen de los puntos estacionarios que se dan en el ensayo con el panel húmedo.



### **5.3. Balances de masa y energía.**

Los balances de energía van a permitir por una parte comprobar los datos que han sido calculados en los documentos utilizados y por otra parte calcular nuevos parámetros que van a ayudar a comprender los procesos y las mejoras que pueda provocar el enfriamiento previo de la corriente de aire.

Se vuelven a estudiar los dos ensayos por separado, pues no se dan en ambos los mismos procesos y los resultados difieren.

#### **5.3.1. Ensayo con panel seco.**

En esta primera prueba, solo ocurre un proceso: la transferencia de calor con el intercambiador de flujo cruzado. Esto es debido a que, si no se rocía agua en el panel, la corriente de aire no sufre ningún cambio importante al atravesarlo.

Para el cálculo del balance de energía correspondiente se han utilizado los valores medios de los ensayos completos, pues en principio van a ser los datos que mejor van a representar el comportamiento de la máquina en distintas condiciones. La Tabla 5.8 recoge los valores promedio de cada una de las variables necesarias para el balance.

Añadimos además el valor del approach, el cual no es necesario para el desarrollo de los balances, pero es representativo del comportamiento de la máquina, y el de la intensidad que circula por los cables de alimentación, dado que el consumo del equipo es función de esta intensidad, pues es la que hace girar las aspas de los ventiladores a una cierta velocidad de la cual depende la velocidad del aire a la salida. Esta relación se puede observar en la siguiente gráfica.

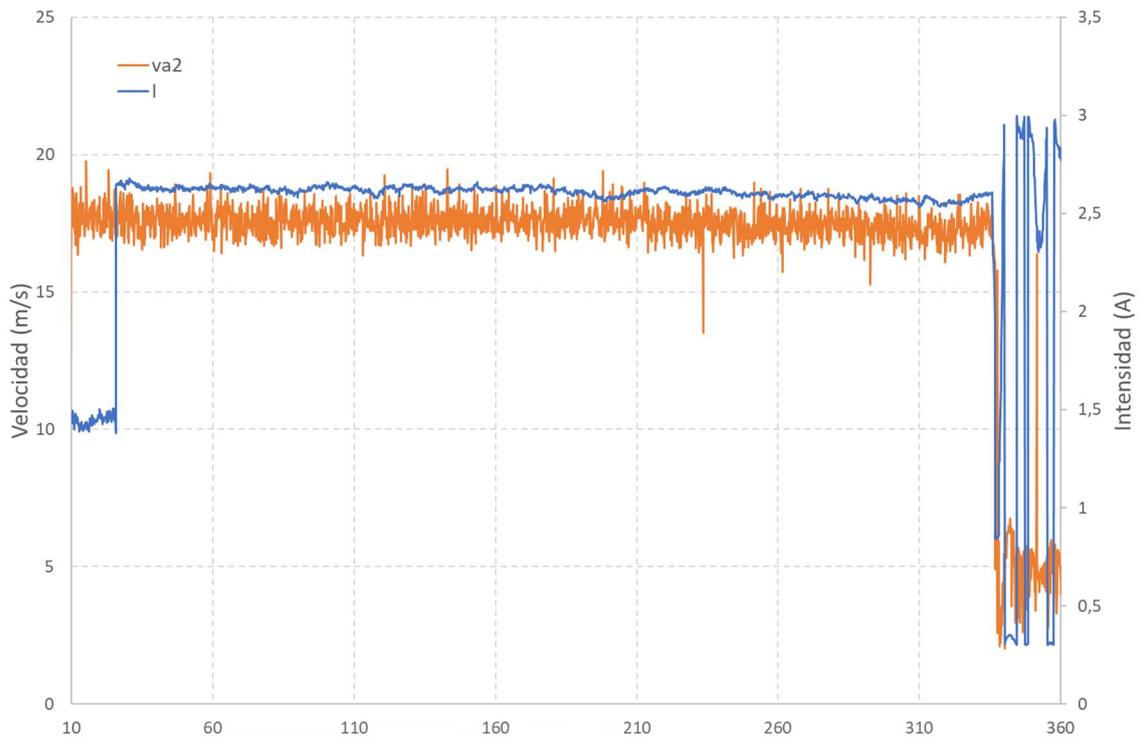


Figura 5.29: Relación entre velocidad de salida del aire e intensidad en los cables de alimentación en el ensayo con el panel seco.

Variable	Unidad	Valor promedio
Temperatura entrada agua	°C	33,977
Temperatura salida agua	°C	29,540
Salto térmico	°C	4,437
Temperatura ambiente	°C	22,291
Temperatura salida aire	°C	30,762
Caudal	m <sup>3</sup> /s	0,02094
Velocidad salida aire	m/s	16,339
Carga térmica	kW	363,794
Intensidad	A	2,472
Approach	°C	7,249

Tabla 5.8: Valores promedio del ensayo con panel seco.

El primer paso a realizar es identificar cuál es el fluido caliente y cuál es el frío. Dado que el objetivo del aero-refrigerador es enfriar la mezcla de agua con etilenglicol, es evidente que el fluido caliente será la mezcla, mientras que el fluido frío que permitirá enfriarla es el aire.

Podemos dar valores entonces a las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos:

$$T_{h,i} = T_{w1} = 33,977^{\circ}\text{C} \quad (5.5)$$

$$T_{h,o} = T_{w2} = 29,540^{\circ}\text{C} \quad (5.6)$$

$$T_{c,i} = T_{a1} = 22,291^{\circ}\text{C} \quad (5.7)$$

$$T_{c,o} = T_{a2} = 30,762^{\circ}\text{C} \quad (5.8)$$

Ahora hay que calcular las diferencias de temperaturas que nos permitirán hallar la diferencia de temperaturas media logarítmica:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} = 3,215^{\circ}\text{C} \quad (5.9)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} = 7,249^{\circ}\text{C} \quad (5.10)$$

La diferencia de temperaturas media logarítmica que se calcula a partir de estas vale únicamente para intercambios de calor a contraflujo, pero lo que sucede en nuestro aero-refrigerador es un intercambio de flujo cruzado no mezclado. Para calcular la variable que nos interesa habrá que aplicar un factor de corrección al valor de la que calculamos a continuación:

$$\Delta T_{ml,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = 4,962^{\circ}\text{C} \quad (5.11)$$

El factor de corrección se calcula a partir de la Figura 2.6 expuesta en el CAPÍTULO 2. MODELO FÍSICO:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{T_{c,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{h,i}} = 1,91 \quad (5.12)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i}}{T_{c,i} - T_{h,i}} = 0,38 \quad (5.13)$$

Representamos los valores en la Figura 2.6 y de ahí hallamos el valor de F:

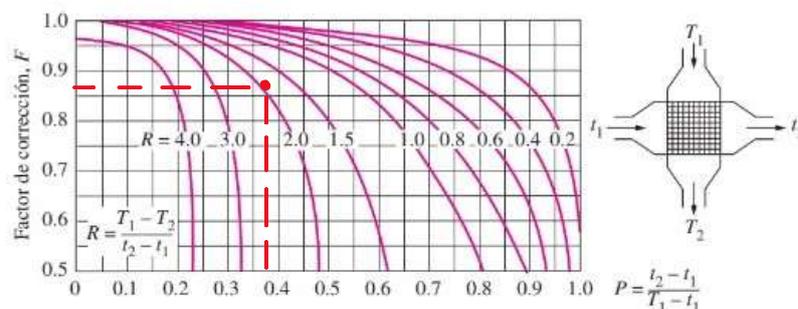


Figura 5.30: Deducción del valor del factor de corrección F.

Donde.

$$F = 0,86 \quad (5.14)$$

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} = 4,267^{\circ}C \quad (5.15)$$

Ahora debemos hallar el valor de la transferencia de calor. Esta se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\dot{q} = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,o} - T_{h,i}) \quad (5.16)$$

El subíndice “h” está referido al fluido caliente, es decir, la mezcla de agua y etilenglicol. Sustituyendo los valores por los de la mezcla la Ecuación (5.16) queda:

$$\dot{q} = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot \Delta T_w \quad (5.17)$$

Podemos observar que la diferencia de temperaturas del fluido caliente entre la salida y la entrada será un valor negativo, pues esta transferencia de calor equivale al calor cedido de la mezcla al aire, mientras que el salto térmico,  $\Delta T_w$ , es positivo. Esto se debe a que el salto térmico se ha calculado para la diferencia entre la entrada y la salida de la temperatura de la mezcla, en lugar de entre la salida y la entrada, para que fuese un valor positivo y facilitar los cálculos, por tanto, el resultado va a ser positivo, pero realmente debería ser negativo.

El flujo másico y el calor específico de la mezcla dependen de la temperatura. Para hallarlos, calculamos una temperatura media entre la entrada y la salida,  $T_w$ , que genere una aproximación fiable de los datos que vamos a necesitar:

$$T_w = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = 31,759^{\circ}C \quad (5.18)$$

El flujo másico lo calculamos a partir del producto del caudal y la densidad del fluido. La densidad y el calor específico se calculan a partir de la tabla del ANEXO I, adjuntado al final del documento.

$$\rho_w(T_w) = 1029 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$C_{p,w}(T_w) = 3,8034 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$$

$$\dot{m}_w = Q_w \cdot \rho_w = 21,547 \text{ kg}/\text{s} \quad (5.19)$$

Con el flujo másico ya podemos calcular la transferencia de calor:

$$\dot{q} = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot \Delta T_w = 363,620 \text{ kW} \quad (5.20)$$

Como paso final en los balances del proceso, la Ecuación (2.24) del CAPÍTULO 2. MODELO FÍSICO permite calcular el calor absorbido por la corriente de aire en el intercambio de calor de flujo cruzado. Este calor es el mismo que el cedido por la mezcla. Se muestra a continuación la ecuación:

$$\dot{q} = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (5.21)$$

El fluido frío ("cold") sabemos que es el aire. Podemos cambiar los valores de fluido frío por los del aire:

$$\dot{q} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot (T_{a2} - T_{a1}) \quad (5.22)$$

Y despejando podemos calcular el flujo másico del aire:

$$\dot{m}_a = 42,712 \text{ kg/s} \quad (5.23)$$

### 5.3.2. Ensayo con panel húmedo.

Esta segunda prueba, en cambio, se dieron los dos procesos, primero el enfriamiento evaporativo, y después el intercambio de calor de flujo cruzado. Ambos procesos se estudian por separado, ya que el comportamiento del intercambiador de calor depende de las propiedades de la corriente de aire que le llega, y esta es a su vez la que sale del panel.

Como en el caso del ensayo en seco, se han utilizado en el desarrollo de los balances los valores medios del ensayo completo. Se introducen estos valores en la tabla siguiente.

Variable	Unidad	Valor promedio
Temperatura entrada agua	°C	28,704
Temperatura salida agua	°C	23,964
Salto térmico	°C	4,739
Temperatura ambiente	°C	18,993
Temperatura aire sección intermedia	°C	13,569
Temperatura salida aire	°C	24,651
Humedad relativa ambiente	%	25,394
Humedad relativa intermedia	%	58,380
Humedad relativa salida aire	%	26,864
Temperatura bulbo húmedo ambiente	°C	9,388
Eficiencia evaporativa	%	59,553
Caudal primario	m <sup>3</sup> /s	0,02074
Caudal aporte panel	m <sup>3</sup> /s	0,000278
Velocidad salida aire	m/s	14,675
Carga térmica	kW	384,157
Intensidad	A	2,214
Approach (seco)	°C	4,971
Approach (húmedo)	°C	14,576

Tabla 5.9: Valores promedio del ensayo con panel húmedo.

En esta tabla se han añadido los valores de humedad relativa de las tres secciones principales estudiadas, la temperatura en la sección intermedia y la de bulbo húmedo del ambiente, la eficiencia evaporativa, que necesita de estos dos últimos valores para ser calculada, el caudal de aporte al panel y el parámetro generado llamado approach húmedo.

### 5.3.2.1. Enfriamiento evaporativo.

El estudio del proceso en el panel comienza con el balance de masas:

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_a \cdot (\omega_i - \omega_1) \quad (5.24)$$

Las ecuaciones desarrolladas en el CAPÍTULO 2. MODELO FÍSICO. nos permiten calcular las húmedas absolutas:

$$w_1 = 0,003444 \text{ kg}_v/\text{kg}_a \quad (5.25)$$

$$w_i = 0,005622 \text{ kg}_v/\text{kg}_a \quad (5.26)$$

En la ecuación quedan aún como incógnitas los flujos máscicos de agua evaporada en el panel y de aire. Estas se calcularán en el balance del aerorefrigerador.

El balance de energía en este proceso nos decía que las entalpías de la corriente de aire a la entrada y a la salida del panel debían ser prácticamente iguales. Si calculamos ambas entalpías, comprobamos que es el caso. La ecuación para el cálculo de las entalpías es la (2.18), la cual encontramos en el mismo capítulo que las de la humedad absoluta. Estos son los resultados:

$$h_1 = 27,820 \text{ kJ/kg} \quad (5.27)$$

$$h_i = 27,836 \text{ kJ/kg} \quad (5.28)$$

Finalmente, queda por realizar la comprobación de la eficiencia evaporativa. Para ello utilizamos la Ecuación (2.19) del CAPÍTULO 2. MODELO FÍSICO.

$$\eta = 56,471 \% \quad (5.29)$$

Comparando el resultado obtenido aquí con el calculado mediante el programa Excel, que calcula el promedio de las eficiencias evaporativas para cada instante medido, observamos que los valores son muy similares.

### 5.3.2.2. Intercambio de calor de flujo cruzado no mezclado.

El balance en el intercambiador es análogo al del ensayo anterior. Primero hay que identificar los fluidos frío y caliente y asignar el valor correspondiente a las temperaturas de entrada y salida de cada. A continuación, calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica, así como el valor del calor cedido por la mezcla de agua y etilenglicol. Finalmente, volvemos a calcular el flujo máscico de aire a partir de la transferencia de calor, lo que nos permitirá hallar la cantidad de agua que se evapora en el proceso evaporativo.

Los fluidos frío y caliente siguen siendo los mismos, con lo cual las temperaturas necesarias para los cálculos serán:

$$T_{h,i} = T_{w1} = 28,704^\circ\text{C} \quad (5.30)$$

$$T_{h,o} = T_{w2} = 23,964^\circ\text{C} \quad (5.31)$$

$$T_{c,i} = T_{ai} = 13,569^{\circ}C \quad (5.32)$$

$$T_{c,o} = T_{a2} = 24,651^{\circ}C \quad (5.33)$$

Las diferencias de temperatura si el intercambio se diese a contraflujo serían:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} = 4,053^{\circ}C \quad (5.34)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} = 10,395^{\circ}C \quad (5.35)$$

Y la diferencia de temperaturas media logarítmica:

$$\Delta T_{ml,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = 6,733^{\circ}C \quad (5.36)$$

Sin embargo, el intercambio sucede en flujo cruzado, por tanto, debemos calcular el factor de corrección que corrija la diferencia de temperaturas media logarítmica:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{T_{c,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{h,i}} = 2,34 \quad (5.37)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i}}{T_{c,i} - T_{h,i}} = 0,31 \quad (5.38)$$

Si lo representamos en la Figura 2.6 de nuevo, obtenemos este valor del factor de corrección:

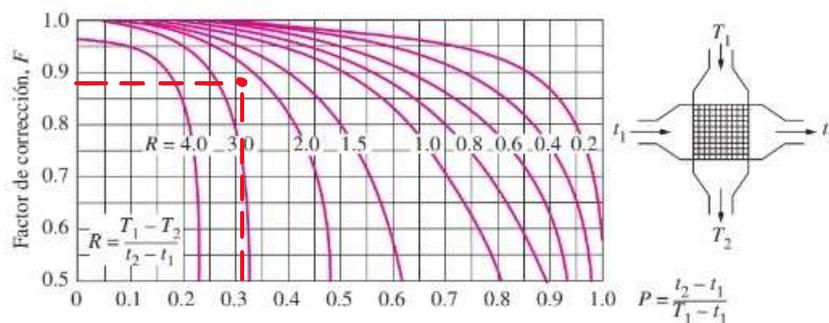


Figura 5.31: Deducción del valor del factor de corrección F.

$$F = 0,88 \quad (5.39)$$

La diferencia de temperaturas que buscamos vale entonces:

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} = 5,925^{\circ}C \quad (5.40)$$

La Ecuación (5.41) a continuación, que aparece en el CAPÍTULO 2. MODELO

FÍSICO., calcula la transferencia de calor mediante el producto del coeficiente de transferencia de calor, el área superficial de intercambio de calor y la diferencia de temperaturas media logarítmica. Si nos fijamos en que la diferencia de temperaturas calculada es casi dos unidades superior en este ensayo con el panel húmedo, comparando la Ecuación (5.40) con la (5.15), y sabiendo que los coeficientes de transferencia de calor tendrán valores muy similares y que el área de intercambio de calor es la misma, podemos suponer que el calor transferido en el ensayo con el panel húmedo será superior que en el ensayo con el panel seco.

$$\dot{q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (5.41)$$

Calculamos el calor cedido para comprobar esta suposición:

$$\dot{q} = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot \Delta T_w \quad (5.42)$$

Donde:

$$T_w = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = 26,334^\circ C \quad (5.43)$$

$$\rho_w(T_w) = 1031,192 \text{ kg}/m^3$$

$$C_{p,w}(T_w) = 3,7896 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot K$$

$$\dot{m}_w = Q_w \cdot \rho_w = 21,387 \text{ kg}/s \quad (5.44)$$

Y el calor es igual a:

$$\dot{q} = 384,089 \text{ kW} \quad (5.45)$$

Este resultado confirma la suposición de que el calor cedido es superior en el ensayo con el panel húmedo.

Al igual que en el ensayo en seco, este valor de calor cedido debería ser negativo, pero se le ha cambiado el signo para facilitar los cálculos.

Como paso final en el cálculo de los balances debemos volver al proceso de enfriamiento evaporativo. En el balance de masas quedaban dos incógnitas. Utilizaremos de nuevo la Ecuación (5.22) para despejar el flujo másico del aire y hallar su valor:

$$\dot{q} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot (T_{a2} - T_{a1})$$

$$\dot{m}_a = 34,486 \text{ kg/s} \quad (5.46)$$

Sustituyendo en la Ecuación (5.24) obtenemos el flujo másico de agua evaporada en el panel:

$$\dot{m}_{evap} = 0,0742 \text{ kg/s} \quad (5.47)$$

En resumen, y para comprobar que el comportamiento de los procesos es el estimado, se muestra una imagen que representa las variaciones de la corriente de aire en el diagrama psicrométrico.

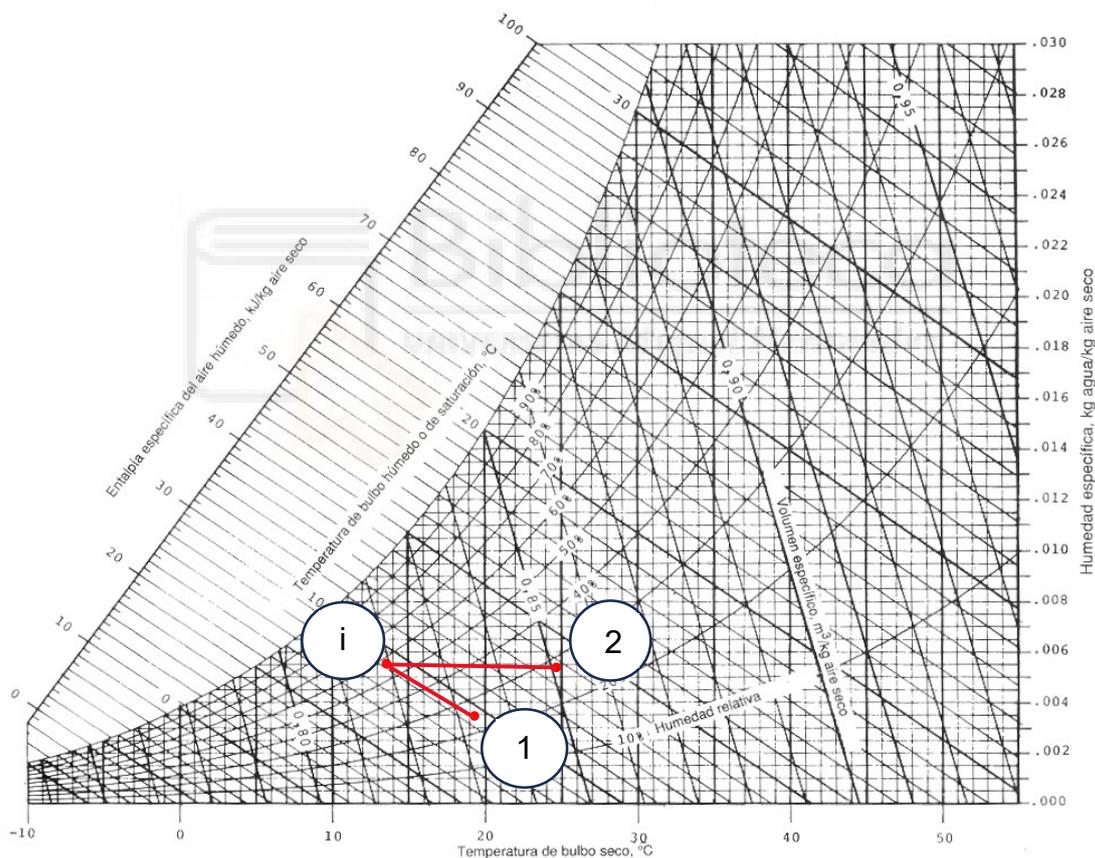


Figura 5.32: Representación de las transformaciones psicrométricas de la corriente de aire.

Podemos observar cómo el enfriamiento evaporativo es prácticamente isoentálpico, y entre la entrada y la salida del aero-refrigerador se mantiene la humedad absoluta.



## **CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES.**

### **6.1. Introducción.**

El objeto de este proyecto ha sido el de diseñar y construir un sistema de monitorización capaz de caracterizar diferentes equipos térmicos. El equipo seleccionado para crear el sistema ha sido un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático, una máquina híbrida entre un aero-refrigerador y un condensador por agua.

El procedimiento del proyecto comenzó investigando las variables necesarias para caracterizar el comportamiento de la máquina en función de los balances de masa y energía de los procesos que suceden en ella. A partir de esto seleccionamos los sensores que nos permitirían medir tales variables y estudiamos su funcionamiento, de manera que se utilizasen de forma correcta. Generamos un sistema completo de adquisición de datos, realizamos la toma de los datos mediante distintos ensayos y los exportamos a un software que permite almacenarlos. Por último, los datos fueron tratados mediante el programa Excel, estudiamos su estacionariedad siguiendo la norma UNE-EN 13741:2004 y comprobamos que los balances se cumplían.

## **6.2. Resumen de los resultados de los ensayos.**

De forma general, los dos ensayos mostraron un comportamiento estable. Los puntos en los que se cumplieron los criterios de estacionariedad fueron más abundantes en el ensayo con el panel seco que con el panel húmedo. Es comprensible si tenemos en cuenta, por un lado, la mayor duración del ensayo en seco y, por otro lado, los problemas a los que se enfrentó la máquina durante el segundo ensayo, puesto que la bañera bajo el panel saturó y se tuvo que suprimir el aporte de agua al relleno evaporativo hasta que se vaciase.

Los instantes estacionarios se dieron en los dos primeros periodos del ensayo en seco y en el primero del ensayo con el panel húmedo. Esto demuestra la gran estabilidad de las pruebas pues es complicado mantener unas variaciones tan pequeñas durante un periodo tan largo como una hora.

Los demás periodos, salvo el periodo del ensayo en seco en que se conectó el controlador PID, mostraron un comportamiento estable también, aun teniendo una duración reducida. Por esta razón, se buscaron instantes a lo largo de esas pruebas que cumpliesen los criterios de estacionariedad para intervalos menores de tiempo. Mientras que solo redujimos a 30 minutos los intervalos para el periodo en seco con los ventiladores al 100% de su carga y las temperaturas objetivo de los calentadores en 55-50°C, lo cual no supone una diferencia tan significativa con los intervalos de una hora, la prueba en que se activó el controlador PID en el segundo ensayo no mostró instantes que cumpliesen los criterios hasta para intervalos de 10 minutos, la cual es una diferencia considerable. Aun así, los resultados que se hallaron fueron bastante coherentes.

### 6.3. Conclusiones.

La finalidad de este proyecto ha sido la de comprobar que el rendimiento del aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático es superior al de un aero-refrigerador convencional, además de conocer su comportamiento en diferentes condiciones ambientales. Para simular el funcionamiento del aero-refrigerador convencional se ha realizado un ensayo en el que no se activaron los atomizadores que humectan el relleno del panel evaporativo.

Ahora, si el objetivo principal de estas máquinas es el de enfriar el líquido que circula por el interior de las tuberías de los aero-refrigeradores, para comparar ambos equipos podríamos fijarnos en las temperaturas de salida de la mezcla. Observamos que el promedio de esta temperatura en el ensayo con el panel húmedo es inferior a la del ensayo con el panel seco. Sin embargo, esta comparación no es suficiente ya que esa temperatura depende de diferentes factores como la temperatura ambiente o la temperatura de entrada a las tuberías, las cuales han sido superiores en el ensayo con el panel seco, lo que hace prever que la temperatura a la salida iba a ser superior también.

Las variables en las que nos hemos fijado para comprobar si el rendimiento del refrigerador adiabático es mayor que el del aero-refrigerador sin procesos previos son la carga térmica y los parámetros approach y approach húmedo. Dado que los ensayos se dividieron en periodos en los que los ventiladores funcionaron a máxima carga y periodos en los que se activó en controlador PID, observaremos cómo evolucionan esas variables en función de la velocidad de la corriente de aire a la salida, pues esta variable define el consumo del equipo. Cabe destacar, como un dato previo, que el valor medio de la intensidad consumida en el ensayo en seco fue superior a la del ensayo con el panel húmedo, lo cual es una señal positiva en lo que buscamos comprobar.

En primer lugar, vamos a observar cómo varía la carga térmica. La carga térmica corresponde a la transferencia de calor de la mezcla de agua y etilenglicol a la corriente de aire, con lo cual, cuanto mayor sea, mejor es la transferencia.

Durante los periodos del ensayo con el panel seco en que los ventiladores funcionaron a máxima carga, la velocidad del aire a la salida se mantuvo

alrededor de los 18 m/s. Tanto la temperatura de salida de la mezcla como la carga térmica sufrieron pequeñas variaciones a causa de los cambios en las temperaturas objetivo de los calentadores, pero estas fueron muy pequeñas. Cuando se apreció un cambio importante en el valor de la carga térmica fue durante el periodo en que se activó el controlador PID. La velocidad de salida del aire disminuyó hasta alcanzar un valor promedio de unos 5 m/s, y esto provocó que el promedio de la temperatura de salida de la mezcla pasase de un valor inferior a los 30°C a superar los 35°C y que el salto térmico disminuyese, con la consiguiente disminución de la carga térmica de rondar los 400 kW a mantenerse alrededor de los 200kW.

Al igual que en el primer ensayo, en el ensayo con el panel húmedo la velocidad no varió durante el primer periodo. La temperatura de salida de la mezcla y la carga térmica no variaron a lo largo de este primer periodo salvo en las dos ocasiones en que se cortó el aporte de agua al panel, donde la temperatura aumentó, el salto térmico disminuyó y con él la carga térmica, pero en pequeña medida y al deberse a un problema puntual no se le dio más importancia. En cambio, en el segundo periodo destacan dos cambios en la velocidad de salida del aire, uno alrededor del minuto 160 y otro del minuto 210. Los dos cambios generaron las mismas consecuencias, pero el primero en mayor medida que el segundo.

Alrededor del minuto 160, la velocidad volvió a disminuir hasta alcanzar los 7 m/s. Al tardar más tiempo la corriente de aire en atravesar el panel, aumentó su humedad relativa en la sección intermedia y disminuyó su temperatura. Esto generó que la eficiencia evaporativa aumentase también pasando de valores cercanos al 10% hasta alcanzar el 90%. Esta disminución de la temperatura de entrada al intercambiador de calor provocó que la temperatura de salida de la mezcla disminuyese, con el consiguiente aumento del salto térmico y con él de la carga térmica. La carga térmica partía de valores próximos a los 400 kW y llegó a alcanzar los 550 kW. En el minuto 210 ocurrió lo mismo pero la velocidad de salida del aire solo llegó a los 14 m/s, y la carga térmica aumentó hasta superar los 500 kW.

En segundo lugar, debemos fijarnos en cómo variaron el approach y el parámetro

generado para el segundo ensayo, el approach húmedo.

El approach mide la diferencia entre la temperatura a la salida de la mezcla y la temperatura ambiente. De esta forma, podemos comparar los valores de esta variable en ambos ensayos y relacionar la temperatura que alcanza la mezcla con las condiciones ambientales. Además, es defintorio del rendimiento del aero-refrigerador, pues la temperatura ambiente corresponde a la mínima temperatura que podría alcanzar la mezcla si atravesar el panel la corriente no sufriese absolutamente ninguna variación, es decir, que cuanto menor sea su valor, más cerca habrá estado la temperatura de la mezcla a la salida de esa temperatura mínima, y por tanto mayor habrá sido el rendimiento del aero-refrigerador.

El approach húmedo, por su lado, mide la diferencia entre la temperatura a la salida de la mezcla y la temperatura de bulbo húmedo del ambiente. De nuevo, se relacionan de esta manera la temperatura con la que sale la mezcla y la mínima temperatura con la que podría salir, puesto que, si la eficiencia evaporativa del panel fuese del 100%, la corriente de aire tendría en la sección intermedia la temperatura de bulbo húmedo del ambiente.

Estudiaremos la evolución de estos parámetros primero en el ensayo con el panel seco. Durante los primeros periodos, el valor promedio del approach se mantuvo en los 6-7°C, mientras que en el periodo en que la velocidad del aire disminuyó, aumentó hasta los 13°C, es decir, la temperatura de la mezcla a la salida se alejó de la temperatura ambiente, lo que se traduce en un menor rendimiento del intercambiador de calor.

Por el contrario, la variación de este parámetro en el ensayo con el panel húmedo es diferente. Durante el primer periodo, la velocidad del aire a la salida no varió casi, y el approach solo aumentó en los momentos en que se tuvo que vaciar la bañera y se dejó de rociar agua al relleno, pero, de nuevo, esta variación define el comportamiento ante unos hechos muy puntuales. Sin embargo, durante el segundo periodo, las dos ocasiones en que la velocidad del aire disminuyó drásticamente provocaron que el valor del approach disminuyese también, partiendo de valores promedio de unos 6-7°C, y alcanzando casi los 3°C

alrededor del minuto 160 y casi 4°C alrededor del 210. Si comparamos los valores promedio del approach de los dos ensayos, observamos como el del segundo ensayo fue inferior en más de dos unidades al del primer ensayo, esto significa que, para una misma temperatura ambiente, con el proceso previo al intercambio conseguimos que la temperatura de la mezcla a la salida sea más de dos unidades inferior que sin él. Este valor no es realmente exacto, pues también influye la temperatura de la mezcla a la entrada, pero sí que permite suponer que el rendimiento del intercambio de calor será superior.

El approach húmedo solo aparece en el segundo ensayo. Observando los resultados obtenidos, podemos asegurar que el comportamiento de ambos parámetros es proporcional, y varían de igual manera en todas las variaciones que ocurren. El approach húmedo, al depender también de la eficiencia evaporativa del panel, tuvo valores superiores al otro approach, partiendo en el segundo periodo de valores promedio de unos 17°C a aproximarse a los 14°C alrededor del minuto 160 y a los 15°C alrededor del 210.

Como conclusión, se ha demostrado que el pre-enfriamiento tiene sentido, pues genera que, con un menor consumo de la máquina híbrida, aumente la transferencia de calor entre el líquido que circula por las tuberías del aerorefrigerador y el aire, disminuya la temperatura de salida del líquido, así como los valores de approach y de approach húmedo, y que por tanto aumente el rendimiento del intercambio de calor.



**ANEXO I. Tabla de propiedades de la mezcla de agua con etilenglicol al 25% en volumen.**

<b>TEMPERATURA</b>	<b>DENSIDAD (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>CALOR ESPECÍFICO (kJ/kg·K)</b>
0	1040	3,720
1,02	1040	3,723
2,04	1040	3,726
3,06	1040	3,729
4,08	1039	3,731
5,10	1039	3,734
6,12	1039	3,737
7,14	1038	3,739
8,16	1038	3,742
9,18	1038	3,745
10,20	1037	3,748
11,22	1037	3,750
12,24	1037	3,753
13,27	1036	3,756
14,29	1036	3,758
15,31	1036	3,761
16,33	1035	3,764
17,35	1035	3,766
18,37	1035	3,769
19,39	1034	3,772
20,41	1034	3,774
21,43	1033	3,777
22,45	1033	3,780
23,47	1033	3,782
24,49	1032	3,785
25,51	1032	3,788
26,53	1031	3,790
27,55	1031	3,793
28,57	1030	3,795
29,59	1030	3,798

TEMPERATURA (°C)	DENSIDAD (kg/m <sup>3</sup> )	CALOR ESPECÍFICO (kJ/kg·K)
30,61	1030	3,801
31,63	1029	3,803
32,65	1029	3,806
33,67	1028	3,808
34,69	1028	3,811
35,71	1027	3,814
36,73	1027	3,816
37,76	1026	3,819
38,78	1026	3,821
39,80	1025	3,824
40,82	1025	3,826
41,84	1024	3,829
42,86	1024	3,831
43,88	1023	3,834
44,90	1023	3,836
45,92	1022	3,839
46,94	1022	3,841
47,96	1021	3,844
48,98	1020	3,846
50,00	1020	3,849



## BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Eficienergética. Sección: Hogares.  
<http://www.eficienergética.com/hogares>
- [2] ASHRAE. Heating, Ventilating & Air-Conditioning Systems handbook 2008. Cooling towers. Capítulo 39.
- [3] La Opinión de Murcia. Artículo: Brote 'explosivo' en 2001 con 449 casos. 18/07/2010.  
<https://www.laopiniondemurcia.es/murcia/2010/07/18/brote-explosivo-2001-449-casos-32813429.html>
- [4] Higiene Ambiental. Artículo: Las torres de refrigeración y los condensadores evaporativos no son el principal problema de legionelosis en España. 01/03/2019.  
<https://higieneambiental.com/aire-agua-y-legionella/las-torres-de-refrigeracion-y-los-condensadores-evaporativos-no-son-el-principal-problema-de-la-legionelosis-en-espana#:~:text=Seg%C3%BAn%20AEFYT%2C%20en%20Espa%C3%B1a%20el,Unidos%20o%20la%20Uni%C3%B3n%20Europea.>
- [5] Ordenanza de protección de la atmósfera. Ayuntamiento de Murcia. Boletín Oficial de la Región de Murcia. 05/11/2011.
- [6] Trabajo de fin de grado "Diseño y construcción de un prototipo de aerorefrigerador con pre-enfriamiento adiabático". Autor: Clemente García Cutillas. Director: Manuel Lucas Miralles. Año 2010.
- [7] M. Lucas. Proyecto investigador. Plaza CU (2022)
- [8] EWK. Torres de refrigeración. Refrigerador adiabático.  
<https://www.ewk.eu/producto/ewk-a/>
- [9] Pinazo, J.M. Manual de climatización. Tomo I Transformaciones psicrométricas.
- [10] Urbipedia. Psicrometría.
- [11] Moran, M.J. y Shapiro, H.N. Fundamentos de termodinámica técnica. Capítulo 12.
- [12] Cengel, Y.A., Boles, M.A. y Kanoglu M. Termodinámica. Capítulo 14.
- [13] Blog Intercambiadores de calor corte 3.  
<https://intercambiadoresdecalorcorte3.blogspot.com/2016/09/intercambia>

- [dor-de-calor-es-un.html](#)
- [14] Wikipedia. Entalpía. Otras expresiones.  
[https://es.wikipedia.org/wiki/Entalp%C3%ADa#Otras\\_expresiones](https://es.wikipedia.org/wiki/Entalp%C3%ADa#Otras_expresiones)
- [15] Cengel, Y. A., Pérez Castellanos, José Hernán / Ghajar, Afshing J. / Dávalos Gutiérrez, Rosario. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. Cuarta Edición. Capítulo 11.
- [16] Etsis. UPM. Sensores de temperatura (RTD).  
<https://www.etsist.upm.es/estaticos/ingeniatic/index.php/tecnologias/item/588-sensores-de-temperatura-rtd%3Ftmpl=component&print=1.html>
- [17] GSL Industrias. Automatización. RTD sensor.  
<https://industriasgsl.com/blogs/automatizacion/rtd-sensor#:~:text=Principio%20de%20funcionamiento%20del%20RTD%20sensor&text=La%20resistencia%20del%20alambre%20de,t%C3%A9rmica%20y%20aumentando%20la%20resistencia>
- [18] UMI. Termorresistencias Pt100. Sensor de temperatura.  
<https://www.umi.es/termoresistencias-pt100-sensor-de-temperatura/>
- [19] NI. Conectando un RTD de 2, 3 y 4 cables a mi tarjeta de adquisición de datos.  
<https://knowledge.ni.com/KnowledgeArticleDetails?id=kA03q000000YHG9CAO&l=es-ES>
- [20] Manual Termorresistencias de aislamiento mineral. Series 17 y 18. TC Medida y Control de Temperatura.
- [21] Webinar Medición Custody Transfer de líquidos con caudalímetro ultrasónico. Meditecna S. R. L.
- [22] Manual Caudalímetro de ultrasonidos Portaflow 300. Micronics.
- [23] InfoAgro. Qué es la humedad relativa y el punto de rocío.  
[https://www.infoagro.com/instrumentos\\_medida/doc\\_humedad\\_relativa\\_punto\\_rocio.asp?k=55](https://www.infoagro.com/instrumentos_medida/doc_humedad_relativa_punto_rocio.asp?k=55)
- [24] Manual Termohigrómetro Epluse EE210. E+E Elektronik.
- [25] Industrial Physics. Base de conocimientos. Artículos. Anemómetros de hilo caliente: todo lo que necesita saber.  
<https://industrialphysics.com/es/base-de->

[conocimientos/articulos/anemometros-de-hilo-caliente-todo-lo-que-necesita-saber/](#)

- [26] Manual Anemómetro de hilo caliente Epluse EE650. E+E Elektronik.
- [27] Manual PN 05103L-90. Young.
- [28] Certicalia. Blog. Pinza amperimétrica: funcionamiento.  
<https://www.certicalia.com/blog/pinza-amperimetrica-funcionamiento>
- [29] Manual Pinza amperimétrica/ Toroide HHM801. Omega.
- [30] Guía del usuario de Keysight DAQ970A/DAQ973A.
- [31] Wikipedia. Controlador PID.  
[https://es.wikipedia.org/wiki/Controlador\\_PID](https://es.wikipedia.org/wiki/Controlador_PID)

