



---

**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID  
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES  
Grado en Ingeniería Mecánica**

**ESTUDIO DE ALTERNATIVAS PARA LA  
REDUCCIÓN DE CONSUMOS EN INSTALACIONES  
DE CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS EN EL SECTOR  
TERCIARIO**

**Autor:**

**Rodríguez Hernández, Alberto**

**Tutores:**

---

**Tejero González, Ana**

Departamento de Ingeniería  
Energética y Fluidomecánica

**Velasco Gómez, Eloy**

Departamento de Ingeniería  
Energética y Fluidomecánica

Valladolid, julio 2020

# AGRADECIMIENTOS

---

En primer lugar, me gustaría dedicar este trabajo a toda mi familia. En especial, a mis padres y a mi hermana por el apoyo y la fuerza que me habéis dado a lo largo de esta etapa. Vuestros ánimos han sido un factor determinante para alcanzar mi meta.

En segundo lugar, a ti, Cristina, por ser esa persona que me saca una sonrisa hasta en los momentos más difíciles. Gracias por ser así y estar siempre ahí.

También me gustaría agradecer su trabajo a todo el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Todos los miembros del Laboratorio de Calor y Frío habéis puesto vuestro grano de arena en este proyecto.

Especialmente a mis tutores, Ana Tejero y Eloy Velasco, por haber confiado en mí desde el primer momento para la elaboración de este proyecto, por el tiempo que me habéis dedicado y por vuestras ganas de enseñar. Sois dos grandes profesores y, como alumno vuestro, me quito el sombrero por vuestro trabajo.

No me olvido de ti, abuela Sofi. Desde pequeño supiste que lo mío eran los números. Allá donde estés, sé que te sentirás orgullosa.

Y, por último, me gustaría agradecer el apoyo del Ente Regional de la Energía de Castilla y León, que ha hecho posible este trabajo a través del proyecto: "Alternativas de Recuperadores de Calor en el Diseño de Edificios Próximo a Cero Energía (nZEB) y rehabilitación de edificios" [Ref.: EREN\_2019\_L2\_UVA]

# RESUMEN

---

El estudio de alternativas de eficiencia energética se ha convertido en una tarea recurrente por la preocupación de la sociedad en relación al excesivo consumo de recursos energéticos. Este trabajo aborda esta temática y se centra en el análisis de una instalación de climatización real con el objetivo de verificar el correcto funcionamiento de la misma junto con el análisis del ahorro energético garantizado por un intercambiador tierra-aire y los equipos destinados a la refrigeración evaporativa indirecta durante el periodo de verano.

Para ello se presenta una descripción de la instalación de climatización. Se describe el proceso de monitorización de la misma junto con el análisis teórico para el tratamiento de las medidas experimentales. Con todo ello, se imponen criterios que permitan evaluar el modo funcionamiento y se obtienen los ahorros energéticos proporcionados por estas alternativas con las que desplazar a otro tipo de soluciones más tradicionales.

## **PALABRAS CLAVE**

Refrigeración evaporativa indirecta; intercambiador tierra-aire; ahorro energético; reducción de recursos energéticos; optimización.

# ABSTRACT

---

The study of energy-efficiency alternatives has become one of the most widespread issues due to the current concern of society about the excessive consumption of energy resources. This work embraces this topic and it is focused on the analysis of a real air conditioning installation with the aim of verifying its proper operation. Moreover, an analysis of energy saving will be undertaken, which will be guaranteed by a ground-air exchanger and the equipment intended for indirect evaporative cooling during the summer.

In this project, it is presented a description of the air conditioning installation, followed by the explanation of its monitoring process and the theoretical analysis for the treatment for the experimental measures. On the base of the aforementioned, it will be imposed a criteria which will allow evaluating its operating mode and it will be obtained the energy savings provided by these alternatives, which will devalue the outdated and traditional solutions.

## KEYWORDS

Indirect evaporative cooling; earth-to-air heat exchanger; energy saving; reduction of energy resources; optimization.

# ÍNDICE

---

1.	INTRODUCCIÓN .....	9
1.1.	PRESENTACIÓN DE LA PROBLEMÁTICA.....	9
1.1.1.	Disponibilidad de los recursos energéticos.....	9
1.1.2.	Evolución del precio de los recursos .....	10
1.1.3.	Producción y uso abundante de recursos energéticos .....	11
1.2.	CAMBIO EN DIRECCIÓN A UN MUNDO DE EDIFICACIÓN ENERGÉTICAMENTE SOSTENIBLE .....	12
1.3.	CONTEXTUALIZACIÓN DEL TRABAJO EN EL MARCO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ACTUAL .....	14
1.4.	OBJETIVOS GENERALES Y ESPECÍFICOS DEL TRABAJO DE FIN DE GRADO.....	15
1.4.1.	Objetivos generales .....	15
1.4.2.	Objetivos específicos.....	15
1.5.	BREVE PRESENTACIÓN DE LOS CONTENIDOS .....	16
2.	ESTADO DE LA TÉCNICA .....	17
2.1.	REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA COMO ALTERNATIVA PARA LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN EDIFICACIÓN .....	17
2.1.1.	Enfriador evaporativo directo .....	17
2.1.2.	Enfriador evaporativo indirecto .....	18
2.2.	REVISIÓN DE LA LITERATURA .....	22
2.3.	CONTRIBUCIÓN AL ESTADO DEL ARTE .....	24
3.	CASO DE ESTUDIO.....	26
3.1.	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN .....	26
3.1.1.	Caracterización de los elementos constituyentes de la instalación 29	
3.1.2.	Modos de funcionamiento de la instalación de climatización ...	35
3.2.	DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN .....	38
3.2.1.	Monitorización de la instalación de climatización.....	39
3.3.	ANÁLISIS TEÓRICO .....	56
3.3.1.	Análisis teórico relativo al funcionamiento de la instalación .....	56
3.3.2.	Análisis teórico relativo al estudio energético.....	65
4.	DISCUSIÓN Y RESULTADOS .....	72
4.1.	RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN.....	72
4.1.1.	Funcionamiento de la instalación: Enfriador evaporativo.....	73
4.1.2.	Funcionamiento de la instalación: Recuperador.....	85

4.1.3. Funcionamiento de la instalación: Entrada de aire .....	94
4.2. RESULTADOS OBTENIDOS DEL ESTUDIO ENERGÉTICO .....	98
5. CONCLUSIONES.....	103
6. FUTURAS INVESTIGACIONES.....	106
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	108
ANEXOS.....	112
A. PRESENTACIÓN RESULTADOS SOBRE EL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN DURANTE TODAS LAS SEMANAS DE ESTUDIO .....	112
A.1. Semana 1: 1 - 8 de julio de 2019.....	112
A.2. Semana 2: 8 - 15 de julio de 2019. ....	119
A.3. Semana 4: 22 - 29 de julio de 2019.ç .....	125
A.4. Semana 5: 29 de julio - 5 de agosto de 2019. ....	132
A.5. Semana 6: 5 - 12 de agosto de 2019 .....	138
A.6. Semana 7: 12 - 19 de agosto de 2019.....	145
A.7. Semana 8: 19 - 26 de agosto de 2019.....	151
A.8. Semana 9: 26 de agosto al 2 de septiembre de 2019.....	158
A.9. Semana 10: 2 - 9 de septiembre de 2019 .....	164
A.10. Semana 11: 9 - 16 de septiembre de 2019.....	170
A.11. Semana 12: 16 - 23 de septiembre de 2019.....	177
B. ESTUDIO ECONÓMICO-ENERGÉTICO .....	184
B.1. Porcentajes de ahorro por alternativa para cada semana .....	184

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1.1 Localización de recursos energéticos por países hasta 2017. [1] 10	
Figura 1.2. Evolución del precio de la electricidad hasta 2019. [2] .....	11
Figura 1.3.Emisiones de CO <sub>2</sub> per cápita por países hasta 2017. [1] .....	12
Figura 2.1.Enfriador evaporativo directo de relleno húmedo (izquierda) y esquema de funcionamiento del enfriador evaporativo directo (derecha).....	18
Figura 2 2.Elementos y fases de construcción de un evaporativo indirecto. .	21
Figura 3.1.Esquema representativo de la instalación del Edificio LUCIA con la monitorización dispuesta sobre la misma.....	28
Figura 3.2. Intercambiador de calor Tierra-Aire. Entrada (izquierda) y salida al plenum de distribución (derecha).[32].....	30
Figura 3.3. Intercambiador de calor de placas metálicas del Edificio LUCIA..	30
Figura 3.4. Esquema de las corrientes que atraviesan el recuperador y detalle de los canales de paso de aire por el equipo.....	31
Figura 3.5. Relleno rígido del enfriador evaporativo del Edificio LUCIA. ....	33
Figura 3.6. Esquema de funcionamiento de un evaporativo directo. ....	33
Figura 3.7. Esquema de la unidad de tratamiento de aire del Edificio LUCIA.	34
Figura 3.8. Esquema simplificado de la instalación con posicionamiento de los equipos de obtención de medidas experimentales. ....	39
Figura 3.9. Monitorización con sonda de medida a la entrada de los pozos provenzales. (Sonda nº4).....	40
Figura 3.10. Salida de los pozos provenzales al plenum de distribución. Monitorización en el distribuidor de aire del plenum. (Sonda nº 1).....	40
Figura 3.11. Monitorización de la entrada de la corriente de ventilación al intercambiador de calor. (Sonda nº2) .....	41
Figura 3.12. Monitorización de la salida del recuperador de la corriente de impulsión. (Sonda nº 3) .....	41
Figura 3.13. Monitorización de la entrada al evaporador. En la figura de la izquierda se muestran algunos de los elementos para suministro del agua al evaporador. En la de la derecha se presenta el equipo de medida (Sonda nº 6).....	42
Figura 3.14. Data logger empleado en la monitorización. ....	43
Figura 3.15. Evolución temperaturas de la sonda a calibrar. ....	46
Figura 3.16. Recta de regresión de calibración de la sonda externa .....	47
Figura 3.17. Recta de regresión de calibración del data logger. ....	48
Figura 3. 18. Recta regresión para calibración de humedad relativa de la sonda nº6.....	50

Figura 3.19. Evolución temperaturas del aire de retorno en el enfriador evaporativo. ....	52
Figura 3.20. Evolución humedad relativa del aire de retorno en el enfriador evaporativo. ....	52
Figura 3.21. Evolución temperaturas del aire de retorno en el intercambiador de calor. ....	53
Figura 3.22. Evolución humedad relativa del aire de retorno en el intercambiador de calor.....	53
Figura 3.23. Evolución temperaturas del aire de impulsión en los pozos provenzales.....	54
Figura 3.24. Evolución humedad relativa del aire de impulsión en los pozos provenzales.....	54
Figura 3.25. Evolución temperaturas del aire de impulsión en el intercambiador de calor. ....	55
Figura 3.26. Evolución humedad relativa del aire de impulsión en el intercambiador de calor.....	55
Figura 3.27. Esquema simplificado de la instalación de climatización de estudio junto con la correspondiente monitorización. ....	56
Figura 3.28. Esquema simplificado focalizado en el evaporador de la instalación de climatización de estudio. ....	57
Figura 3.29. Esquema simplificado focalizado en el intercambiador de calor de la instalación de climatización de estudio.....	62
Figura 3.30. Esquema simplificado focalizado en la entrada de aire a la instalación de climatización de estudio. ....	64

Figura 4.1. Evolución de temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 3 (15-22 de julio 2019).....	74
Figura 4.2. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 3 (15-22 de julio 2019).....	74
Figura 4.3. Eficiencia de humidificación a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019). ....	75
Figura 4.4. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019). ....	77
Figura 4.5. Evolución de temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 6 (5-12 de agosto 2019).....	78
Figura 4.6. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas durante la semana 6 (5-12 de agosto de 2019). ....	78
Figura 4.7. Eficiencia de humidificación a lo largo de la semana 6 (5-12 de agosto 2019). ....	79

Figura 4.8. Evolución de temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 12 (16-23 de septiembre 2019).....	80
Figura 4.9. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas durante la semana 12 (16 - 23 de septiembre de 2019).....	80
Figura 4.10. Eficiencia de humidificación a lo largo de la semana 12 (16 -23 de septiembre 2019).....	81
Figura 4.11. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019).....	82
Figura 4.12. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019). ....	83
Figura 4.13. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019). ....	84
Figura 4.14. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019). ....	84
Figura 4.15. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019)....	86
Figura 4.16. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).....	86
Figura 4.17. Evolución de la eficiencia del recuperador durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019). ....	87
Figura 4.18. Eficiencias de recuperación y humidificación durante la semana 3 (15 - 22 de julio de 2019).....	88
Figura 4.19. Evolución de la eficiencia del recuperador en estacionario durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019). ....	89
Figura 4.20. Evolución de la eficiencia del recuperador y del evaporador en estacionario durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).....	89
Figura 4.21. Evolución de la eficiencia del recuperador y del evaporador en estacionario durante la semana 6 (5-12 de agosto de 2019).....	91
Figura 4.22. Evolución de la eficiencia del recuperador y del evaporador en estacionario durante la semana 12 (16-23 de septiembre de 2019). -.....	91
Figura 4.23. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio de 2019)..	93
Figura 4.24. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio de 2019).....	93
Figura 4.25. Caracterización de la entrada de aire a la instalación durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019). ....	95
Figura 4.26. Caracterización de la entrada de aire a la instalación durante la semana 10 (2-9 de septiembre de 2019).....	96
Figura 4.27. Caracterización global de la entrada de aire durante las doce semanas de estudio. ....	97

Figura 4.28. Equipo medidor de caudal (balómetro) para la caracterización del intercambiador tierra – aire [32]......	98
Figura 4.29. Porcentaje global de ahorro por alterativas de eficiencia energética. ....	101

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2.1. Esquemas de funcionamiento de los tipos de sistemas evaporativos indirectos. {Leyenda: R-Recuperador: E-Evaporador}..... 19

Tabla 3.1. Indicación de las corrientes de aire indicadas por cada color..... 28

Tabla 3.2. Descripción de las etiquetas dispuestas en el esquema de la instalación..... 29

Tabla 3.3. Datos técnicos del intercambiador tierra – aire..... 30

Tabla 3.4. Datos técnicos generales ..... 44

Tabla 3.5. Especificaciones técnicas del sensor de temperatura ..... 44

Tabla 3.6. Especificaciones técnicas sensor de humedad relativa (HR) ..... 44

Tabla 3.7. Especificaciones técnicas del cálculo del punto de rocío..... 44

Tabla 4.1. Resumen de resultados por semana y globales de la caracterización de entrada de aire a la instalación..... 96

Tabla 4.2. Resumen de resultados por semanas de la energía ahorrada y demandada..... 98

Tabla 4.3. Porcentajes de ahorro por semanas de cada alternativa de eficiencia energética..... 99

# GLOSARIO DE ABREVIATURAS

---

ACS – Agua Caliente Sanitaria.

EPBD – Directiva de la Eficiencia Energética en Edificios.

IEC – Indirect Evaporative Cooling. Sistema de Refrigeración Evaporativa Indirecta.

$\varepsilon$ -NTU – Método del Número de Unidades de Transmisión.

RITE – Reglamento de las Instalaciones Térmicas en los Edificios.

UTA – Unidad de Tratamiento de Aire.

EAHX - Earth-to-Air Heat Exchanger. Intercambiador de calor tierra – aire.

CYTEF – Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.

# 1. INTRODUCCIÓN

---

El proyecto recogido a lo largo de este documento presenta la investigación enmarcada en el desarrollo del Trabajo de Fin de Grado en Ingeniería Mecánica, realizado durante el curso académico 2019/2020. Se compone de seis capítulos en los que especifica todo el desarrollo de este trabajo.

Este estudio nace de la necesidad de cubrir una de las prioridades básicas del mundo actual: la reducción del consumo de energía, en particular en edificios. Se corresponde ello con la principal alternativa de análisis para ser capaces de subsistir con los recursos energéticos disponibles, con un coste adecuado y sobre todo incidiendo en el control del impacto que genera su utilización. Como consecuencia, se han ido desarrollando y evolucionando el compendio de normativas asociadas a la problemática determinada y en nuestro caso concerniente, al consumo en edificios del sector terciario asociado a la instalación de climatización.

## 1.1. PRESENTACIÓN DE LA PROBLEMÁTICA

La situación en la que nos encontramos hoy en día a la hora de afrontar la problemática de la eficiencia energética tiene su fruto en que, como un bien vital en que se ha convertido, se pretenden clarificar en relación a ella tres aspectos fundamentales: disponibilidad, precio y producción.

Las investigaciones actuales han estado orientadas a analizar los tres elementos comentados previamente y se ha constatado la correlación de cada uno de ellos con una problemática concreta.

### 1.1.1. Disponibilidad de los recursos energéticos

En relación a este primer punto, la sociedad es consciente de las grandes discrepancias que existen entre los diferentes países en cuanto a la localización y disposición de recursos.

La figura 1.1 es una representación del mapamundi, donde podemos observar las diferencias existentes en relación a la disposición de recursos energéticos disponibles. Se trata de una representación del nivel de autosuficiencia de cada país, siendo este calculado como el cociente entre el suministro total de energía primaria dividido por la producción de energía. Se puede apreciar cómo la mayor parte de los recursos energéticos se encuentran disponibles en el continente asiático, en América del norte y en Australia. Si

bien es cierto, es fundamental fijar la atención en algunos países del continente africano, dado que poseen grandes reservas de petróleo y en la zona limítrofe entre el sur de Asia y el Noroeste de África donde hay disponible una gran cantidad de gas natural.

Por último, en relación a lo que tanto la Unión Europea como España posee, que es lo que más nos concierne, podemos observar que son niveles bastante poco significativos. Ello provoca que la Unión europea y, por tanto, España, tengan que afrontar la problemática relacionada con la disponibilidad de recursos.

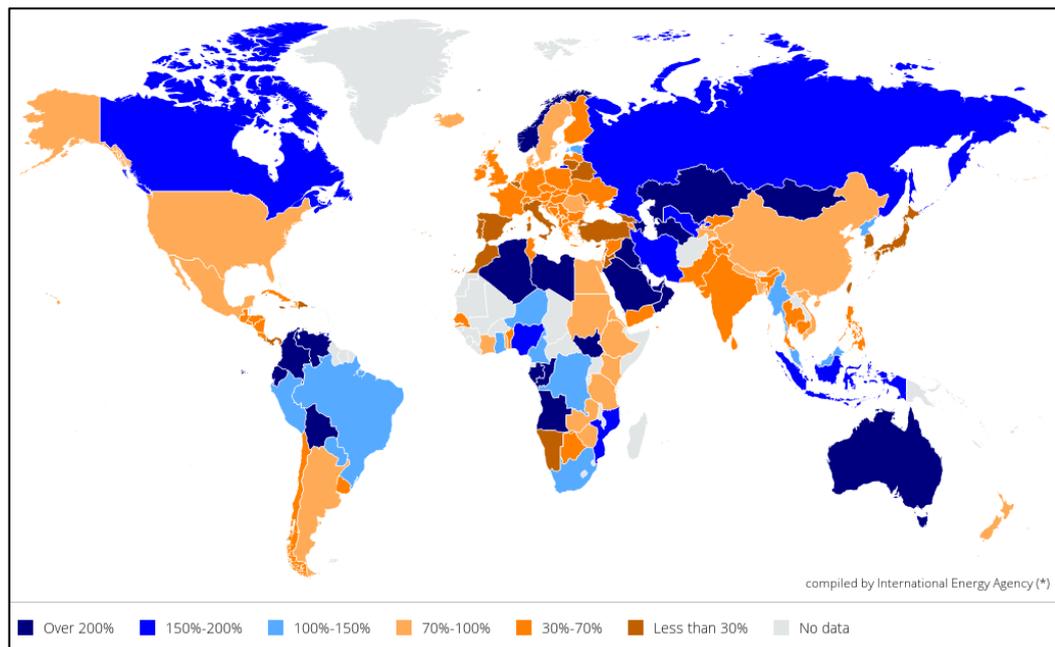


Figura 1.1 Localización de recursos energéticos por países hasta 2017. [1]

### 1.1.2. Evolución del precio de los recursos

Conforme se han ido desarrollando nuevas metodologías de actuación en relación a la eficiencia energética, consecuentemente se han adoptado alternativas tales como un incremento de los precios de aquellos recursos que estaban siendo empleados y cuyo uso debía ser reducido.

La figura 1.2 es un reflejo de lo que ha ocurrido con el precio de la electricidad aplicado a los diferentes países pertenecientes a la Unión europea y reflejado también el caso de España. Como se puede observar, el precio de este recurso, desde 2008 y hasta 2020, ha tendido en todo momento al alza.

Evidentemente, el interés actual en relación a la eficiencia energética es un incipiente para este tipo de subidas teniendo por objetivo la implantación de

nuevas alternativas orientadas hacia un menor consumo de recursos. No obstante, hemos de destacar que además el factor precio está correlacionado con la disponibilidad y localización puesto que necesariamente, si tanto la Unión europea como España disponen de poca cantidad de recursos energéticos, típicamente ello hace que el precio de los mismos se dispare aún más.

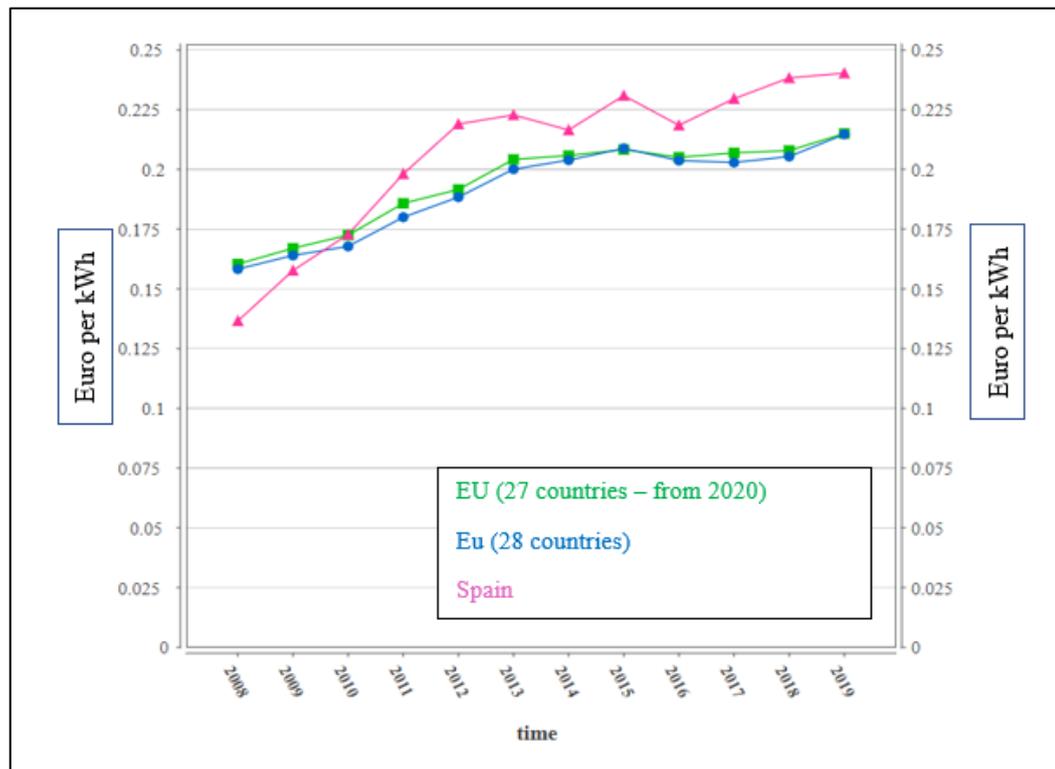


Figura 1.2. Evolución del precio de la electricidad hasta 2019. [2]

### 1.1.3. Producción y uso abundante de recursos energéticos

El tercer factor del que emanan los estudios en relación a la eficiencia energética está directamente relacionado con los medios de producción de recursos solicitados por la población y por el uso que esta hace de los mismos.

La generación de recursos demandados ha llevado consigo importantes consecuencias negativas sobre el medio ambiente. El calentamiento global, el impacto ambiental o el efecto invernadero son claros ejemplos derivados del empleo de medios de producción inadecuados y un uso incontrolado de recursos energéticos. Es por ello que se convierte en otro factor que justifica la necesidad actual de solventar la problemática energética.

La figura 1.3 ofrece las emisiones de CO<sub>2</sub> per cápita que se han producido a nivel mundial. Si bien es cierto, se trata de un problema mundial que es

responsabilidad de todos, pero nuevamente, al igual que cuando hablábamos de la localización de recursos, tanto el continente asiático como América del norte y Australia vuelven a ser los principales responsables de las emisiones de CO<sub>2</sub>.

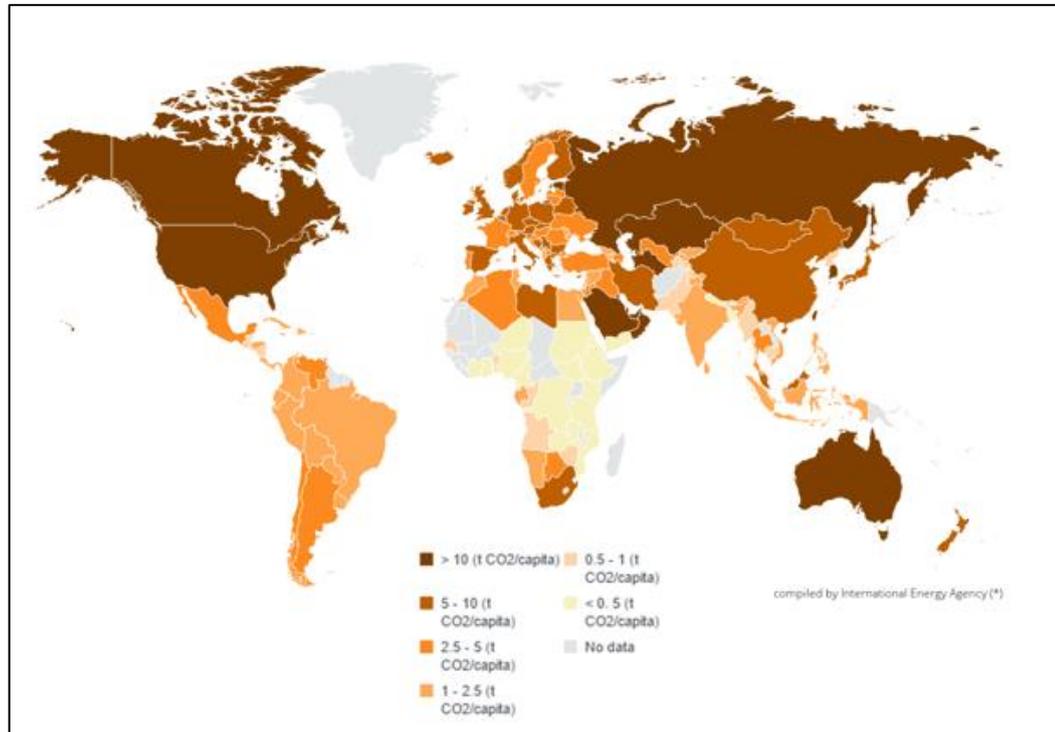


Figura 1.3. Emisiones de CO<sub>2</sub> per cápita por países hasta 2017. [1]

## 1.2. CAMBIO EN DIRECCIÓN A UN MUNDO DE EDIFICACIÓN ENERGÉTICAMENTE SOSTENIBLE

De acuerdo con los datos expuestos hasta el momento, podemos constatar que nos hallamos ante una problemática que ha de ser afrontada por todo el planeta. Es por ello que se han desarrollado diferentes iniciativas por parte de las distintas instituciones a nivel mundial, siendo en nuestro caso el órgano gestor principal la Unión Europea.

Concretamente, la Unión Europea ha puesto en práctica un plan de desarrollo de un sistema energéticamente sostenible, profesional, positivo y descarbonizado [3] en el que se procesa un estudio exhaustivo acerca de los consumos energéticos de los edificios, los cuales se corresponden con un 40% del consumo de la energía final [3], [4], [5], [6], siendo en España del 30%. [7].

Dentro del sector de la edificación se catalogan diferentes consumos e incluso dependiendo del tipo de edificio, residencial o perteneciente al sector servicios, hay diferentes clasificaciones. En el segundo tipo de ellos se

distinguen principalmente: calefacción y refrigeración, iluminación, producción de agua caliente sanitaria (ACS), equipos de trabajo, ascensores y otros.

Entre todos los diversos ámbitos de consumo, prima el sector de la calefacción y refrigeración, estimándose su consumo en un 80% del asociado a la edificación, por lo que resulta evidente dar prioridad a estos servicios en la descarbonización de los edificios [3], [5], [7], [8].

Acorde con estos datos, el problema principal radica que la mayor parte de la producción de energía en edificación no se obtiene a partir de fuentes de energía renovables.

A este último factor, hemos de sumarle que actualmente las emisiones de gases de efecto invernadero por parte de los edificios de la Unión Europea aún representan el 36%. Si bien es cierto que ha experimentado una importante reducción gracias a las políticas de eficiencia energética impulsadas en 1979, donde se promovió la sustitución de combustibles impulsando el uso de energías renovables [3], [4]. Asimismo, se observa que existe una línea de actuación orientada a tratar de solventar los puntos de la problemática expuesta en el apartado anterior, pero de momento es aún insuficiente. Es por ello que la Unión Europea impone nuevos objetivos para tratar de obtener mejores soluciones. Así pues, nace el desarrollo de edificios de cero emisiones [3].

La responsabilidad de poner en práctica todas las actuaciones y de la creciente mejora en relación a la eficiencia energética se han desarrollado gracias a las Directivas Europeas [9], [10], [11], [12] y a sus correspondientes en el ámbito de la normativa de carácter nacional [13], [14], [15], [16], [17]. De este modo, serán ellas quienes asuman el mando para conseguir en 2050 por un lado, en edificios de nueva construcción, llamados edificios de cero emisiones, y por otro lado, en lo respecto a los edificios existentes, conseguir que sean considerados como edificios altamente eficientes energéticamente y descarbonizados [6].

Este proyecto 2050 surge como una alternativa para paliar la problemática energética. No obstante, su puesta en práctica lleva consigo un análisis de la edificación actual dando por resultado que en torno al 35% de los edificios tienen más de 50 años y en torno al 75 % no llegaría a cumplir con los objetivos del proyecto [4], [6]. Consecuentemente, supondría un repunte en la economía gracias a las tareas de rehabilitación de los mismos.

Asimismo, la necesidad actual por la descarbonización de los edificios también promueve la instauración de dispositivos que permitan la monitorización dando por resultado los edificios inteligentes. [3], [5], [6], [7], [8], [9], [11], [12]. En relación a ello, la Directiva de Eficiencia Energética en

Edificios (EPBD) promueve este tipo de acciones de modo que se facilite la gestión del edificio y con ello se permita obtener una mejor evaluación de sus costes asociados.

En relación a todas las propuestas recogidas se enmarca por tanto el nuevo horizonte de la eficiencia energética.

### **1.3. CONTEXTUALIZACIÓN DEL TRABAJO EN EL MARCO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ACTUAL**

El actual trabajo se presenta como una evaluación de alternativas que tienen por objeto alcanzar el nuevo horizonte en que se enmarca la eficiencia energética.

Concretamente el trabajo se centra en evaluar una instalación de climatización de un edificio de los denominados “inteligentes”. En este caso, el Edificio LUCIA de la Universidad de Valladolid.

En relación al apartado anterior nos encontramos con un proyecto donde se recogen ya desde el inicio aspectos que cumplen con el proyecto vigente de la Unión Europea en relación a la descarbonización y la presencia de edificios con emisiones nulas. En este sentido, se trata de un edificio completamente monitorizado donde se han aplicado técnicas de construcción para reducir las demandas de calefacción y refrigeración, utilizando recursos renovables y como tal se surte de las mismas para satisfacer las necesidades de electricidad, calefacción, refrigeración y producción de ACS.

El trabajo entonces nace del interés relacionado con la optimización en relación al sistema de refrigeración del edificio para incrementar la reducción del consumo de energía durante el verano.

En este sentido, parte de la refrigeración se fundamenta en el empleo de un enfriador adiabático de la corriente de aire de expulsión antes de circular por el recuperador, es decir, la instalación en sus inicios recurre a esta alternativa disminuyendo la demanda energética que tienen que proporcionar los sistemas de aire acondicionado de compresión mecánica de un refrigerante convencionales, disminuyendo la problemática anteriormente expuesta en relación a las emisiones de CO<sub>2</sub> y al consumo de electricidad. No obstante, la utilización del enfriador adiabático viene impuesta directamente por normativa [15], luego se pretende caracterizar y ver su interés junto con los otros objetivos propuestos para el trabajo.

## **1.4. OBJETIVOS GENERALES Y ESPECÍFICOS DEL TRABAJO DE FIN DE GRADO**

### **1.4.1. Objetivos generales**

- Investigar el funcionamiento de la instalación de climatización del Edificio LUCIA de la Universidad de Valladolid y verificar que las condiciones de operación son correctas para desarrollar un trabajo óptimo orientado a la reducción de consumos energéticos.
- Profundizar en el modo de trabajo del evaporativo de dicha instalación con el fin de justificar su elección como alternativa de eficiencia energética frente a las múltiples existentes.
- Determinar las condiciones de trabajo del recuperador y su contribución a la reducción de consumos energéticos en el edificio objeto de estudio.
- Evaluación de ahorros energéticos correspondientes a los equipos que constituyen la refrigeración evaporativa indirecta: enfriador evaporativo y recuperador, para afianzar estas como alternativas adecuadas para la reducción de consumos en edificios del sector terciario.

### **1.4.2. Objetivos específicos**

- Evaluar los resultados obtenidos durante el verano de 2019 y caracterizar el comportamiento de las diferentes alternativas para la reducción de consumos de la instalación.
- Conocer el modo de operación junto con los beneficios aportados por los pozos provenzales sobre la instalación de pretratamiento del aire.
- Determinación del ahorro energético aportado por el intercambiador tierra-aire de la instalación.
- Proporcionar mayores conocimientos y recursos disponibles a la investigación procesada sobre el tema.
- Corroborar las ventajas correspondientes a la refrigeración evaporativa indirecta como alternativa para reducir la dependencia de sistemas de refrigeración basados en compresión mecánica de un refrigerante.

- Conocer el modo en que se monitoriza una instalación real de climatización junto con los componentes de la misma.
- Trabajar con instrumentación de medida de condiciones termohigrométricas y aprender a calibrar dichos dispositivos.

### **1.5. BREVE PRESENTACIÓN DE LOS CONTENIDOS**

En primer lugar, a lo largo del primer capítulo, se ha presentado la problemática sobre la que este trabajo fin de grado se va a centrar junto con los objetivos propuestos para la elaboración completa del mismo.

A continuación, el segundo capítulo contiene una revisión bibliográfica acerca del estado de la técnica de los diferentes sistemas de recuperación de energía en edificios, sus aplicaciones y los resultados obtenidos. Posteriormente, el estudio se ha focalizado en los sistemas de recuperación aire-aire combinados con enfriador adiabático en la corriente de retorno para mejorar del funcionamiento del equipo en verano.

Seguidamente, el tercer capítulo presenta el caso de estudio de esta investigación. Se describe la instalación de climatización de un edificio concreto junto con todo el desarrollo de experimentos necesarios para su monitorización. Además, se introduce el análisis teórico sobre el que se asienta toda la presentación de resultados, la cual que se expone en el cuarto capítulo y se centra en abordar los objetivos del trabajo.

Finalmente, tras la evaluación de los resultados, se analiza la eficacia de la instalación de estudio, se proponen posibles mejoras y se efectúan las conclusiones de este trabajo de fin de grado. Asimismo, se introduce un sexto y último capítulo donde se proponen nuevas líneas de investigación para seguir trabajando y contribuyendo de forma positiva a la reducción de los consumos de recursos energéticos disponibles de origen no renovable.

Por último, es importante destacar el tipo de numeración concreta elegida para este trabajo en lo que respecta a las figuras y tablas. En relación a ello, el primer número especifica el capítulo en que estas se encuentran y, el segundo número, el orden las mismas dentro del capítulo. Los títulos aparecerán en la parte superior de las tablas y al pie de las figuras.

## 2. ESTADO DE LA TÉCNICA

---

La presente investigación, tal y como se ha expuesto en capítulos previos, lleva asociada consigo el estudio de una instalación de climatización real del Edificio LUCIA de la Universidad de Valladolid.

Los requerimientos de la misma vienen impuestos por el RITE [15] que recoge en el IT 1.2.4.5, por un lado, la necesidad de recuperar energía del lado del aire de extracción siempre que se supere un nivel de caudal superior a 0,5 m<sup>3</sup>/s y, por otro lado, introducir como un componente adicional un sistema de enfriamiento adiabático en esa corriente de aire antes de que pase por el recuperador de calor. Así, el diseño de instalaciones de climatización está sujeto al tema principal abordado en el presente trabajo, cuyas primeras investigaciones y aportaciones científicas se remontan al año 1934. [18].

### 2.1. REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA COMO ALTERNATIVA PARA LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN EDIFICACIÓN

Los sistemas de enfriamiento evaporativo pueden clasificarse en sistemas de evaporación directa, indirecta o combinación de las anteriores. Las diferencias entre ellos radican en las corrientes de aire que circulan por los dispositivos y en las modificaciones de sus condiciones psicrométricas, pudiendo proceder el aire del exterior o del aire de retorno del local. En el caso que nos ocupa, se trata de un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto en configuración recuperativa, dado que el aire que se enfría procede del local.

A continuación, se analizan las diferentes configuraciones de los sistemas de enfriamiento evaporativo.

#### 2.1.1. Enfriador evaporativo directo

En esta configuración, la refrigeración se garantiza gracias a que el calor del aire que se pretende enfriar se aporta al agua que se encuentra presente en el equipo, para que se produzca su evaporación, dotando al aire de un aumento de su humedad específica, reduciendo su temperatura y manteniendo su entalpía específica.

En relación al modo en que se produce el enfriamiento por evaporación existen diferentes metodologías: mojado directo desde una superficie, paso a través de rellenos húmedos (véase la parte izquierda de la figura 2.1), spray de agua por atomización o los llamados evaporadores rotativos.

Los materiales que se emplean para este tipo de equipos suelen ser los seleccionados comúnmente para aplicaciones relacionadas con la climatización como aluminio, fibras plásticas, mezclas de fibra de vidrio con celulosa, etc., siempre que soporten adecuadamente las condiciones de humedad a las que se encuentran sometidos, siendo el requisito esencial que estén dotados de agentes protectores frente al problema de la corrosión.

Entre sus ventajas más destacables se encuentra su amplio ámbito de aplicación en sectores diversos como el comercial o el industrial principalmente por su alta eficiencia y su carácter económico.

En contraposición, se caracteriza por ser capaz de desarrollar bacterias como la Legionela debido a que la evaporación del agua se produce a temperatura que puede ser superior a 25°C, por lo que está sometido al real decreto 865/2003 por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.

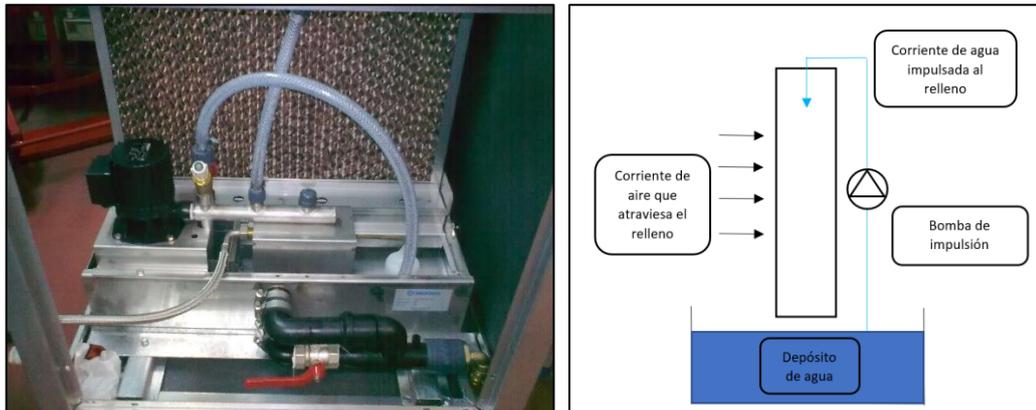


Figura 2.1. Enfriador evaporativo directo de relleno húmedo (izquierda) y esquema de funcionamiento del enfriador evaporativo directo (derecha).

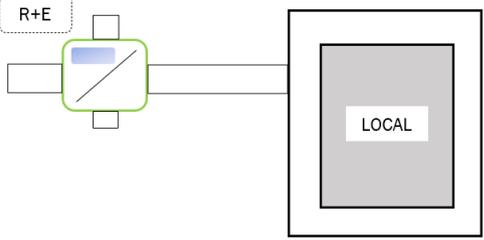
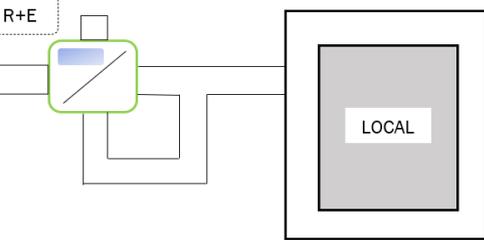
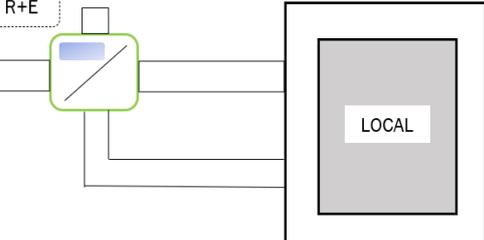
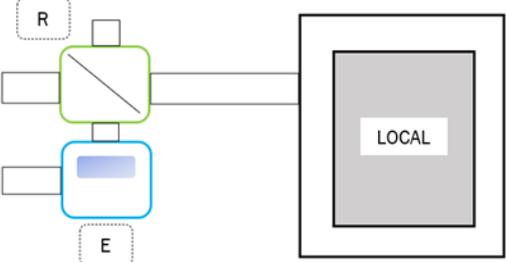
### 2.1.2. Enfriador evaporativo indirecto

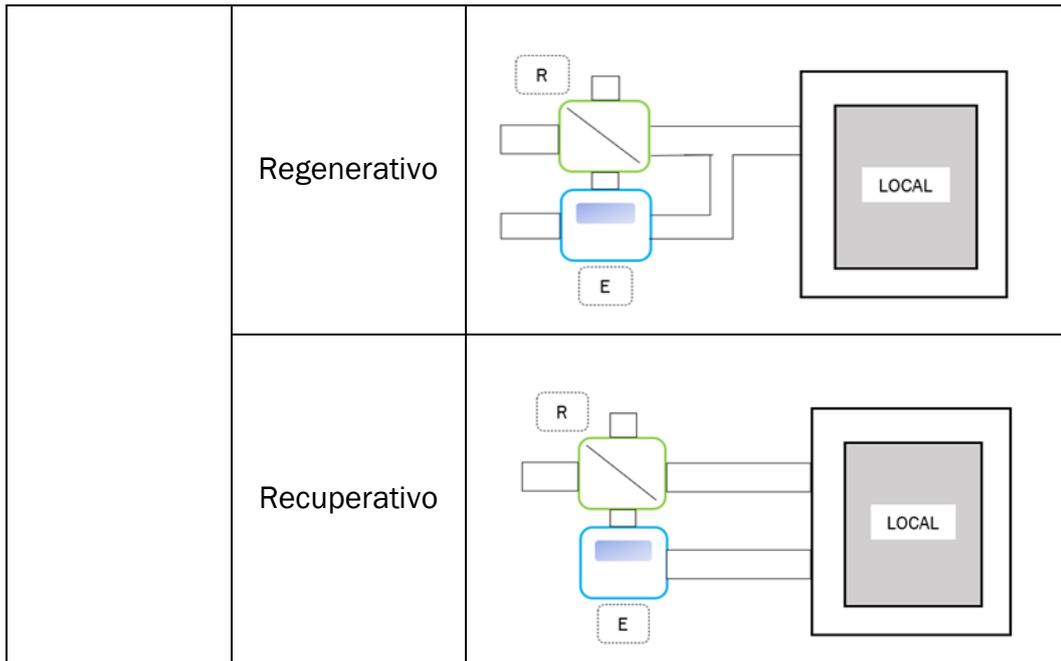
Este tipo de refrigeración integra, por un lado, la evaporación del agua al hacer pasar la corriente de aire por el enfriador evaporativo, y por otro, el intercambio de calor sensible entre la corriente de impulsión al local y el aire empleado en el proceso de evaporación. Esta combinación si es en configuración recuperativa, aprovecha el enfriamiento de la corriente de aire de expulsión procedente del local para enfriar la corriente de impulsión, mediante un intercambiador (recuperador), sin incrementar la humedad específica del aire impulsado.

Lo expuesto anteriormente se desarrolla de manera diferente dependiendo si el recuperador y el enfriador están integrados en el mismo equipo o son dos

dispositivos independientes. Asimismo, en ambos casos, en función de la disposición de la corriente de aire secundario, es decir, la procedente del exterior o de retorno del local, se puede hablar de refrigeración evaporativa indirecta convencional, regenerativa o recuperativa. Véase tabla 2.1.

Tabla 2. 1. Esquemas de funcionamiento de los tipos de sistemas evaporativos indirectos. {Leyenda: R-Recuperador: E-Evaporador}

Tipo de refrigeración indirecta	Tipo de aire secundario	Esquema de funcionamiento
Con integración	Convencional	
	Regenerativo	
	Recuperativo	
Sin integración	Convencional	



Es importante destacar que, nuestro caso de estudio particular, consiste en el análisis de una aplicación real de refrigeración evaporativa indirecta sin integración y recuperativa. De este modo, al ser evaporador e intercambiador dos dispositivos diferentes, el primero de ellos trabaja como un evaporativo directo de relleno rígido que enfría la corriente procedente del local. Véase funcionamiento en figura 2.1 en la parte de la derecha.

Entre las ventajas de este equipo podemos retomar las expuestas con anterioridad para los equipos de refrigeración por evaporación indirecta. Además, es importante indicar que se presentan como una solución más óptima en situaciones donde no se requiera aumentar el contenido de humedad del aire de impulsión evitando de este modo los problemas de generación de bacterias en la corriente de aire impulsado a los locales.

Como inconvenientes y que también afecta a los equipos de enfriamiento directo, están la dependencia de las condiciones de humedad y temperatura del aire procesado en el dispositivo y el consumo de agua, que también se considera como un recurso escaso. Como ventaja está la elevada eficiencia de estos equipos.

En la figura 2.2 se presenta un enfriador evaporativo indirecto construido con estructura de policarbonato.



*Figura 2 2.* Elementos y fases de construcción de un evaporativo indirecto.

De acuerdo con los conceptos y la clasificación de las alternativas de refrigeración evaporativa planteadas, nuestro caso de estudio se enmarca en una instalación de climatización con recuperación de energía del aire de retorno del local con enfriamiento evaporativo indirecto.

Este trabajo se lleva a cabo sobre una instalación real, caracterizando las condiciones de operación luego, el objetivo fundamental no está orientado hacia la selección y la toma de decisión del tipo de técnica de enfriamiento evaporativo a emplear. No obstante, lo expuesto con anterioridad en relación al cómputo de pros y contras de ambos sistemas, vemos cómo el enfriamiento evaporativo indirecto se presenta como una alternativa más óptima, por lo que ello justifica que la instalación de estudio cuente con dicha tecnología.

## 2.2. REVISIÓN DE LA LITERATURA

La refrigeración evaporativa indirecta ha sido tema de estudio para muchos investigadores dentro del ámbito de la eficiencia energética. No obstante, la síntesis en que se fundamenta esta metodología de recuperación de energía se publica en el año 1984 de la mano de Scofield y DesChamps [19] donde el intercambiador seleccionado para su instalación de climatización fue el de placas de superficie seca. Esta publicación llevó a Mathur [20], [21], al comienzo de la década de los noventa, a investigar qué opciones había de trabajar con otros recuperadores. De este modo, publicó la posibilidad de aplicar la recuperación evaporativa indirecta con heat pipes [20] y con un termosifón de dos fases [21].

Algunas referencias más recientes abordan otras líneas de investigación, tales como el fundamento en que se basa esta tecnología, siendo este la transferencia de calor y masa entre el aire que atraviesa el dispositivo y el agua que se evapora tal como enuncian Porumb et al [22]. Para ello, surge el desarrollo de modelos matemáticos como una necesidad. En relación a ello, Li et al [23] analizaron el efecto que tenía la posición adoptada por el intercambiador sobre el rendimiento térmico local del mismo, puesto que la transferencia de calor y masa en el evaporativo varía consecuentemente en función de la posición adoptada. Para ello, se desarrolla un modelo matemático capaz de determinar que la capacidad de enfriamiento del enfriador evaporativo indirecto (IEC) vertical es superior a la horizontal en un 29,97% y que la disposición horizontal no siempre es tan efectiva como la vertical, puesto que la transferencia de calor se disminuye en verano debido a que las áreas secas de los canales de escape son más grandes.

En la misma línea de trabajo, Pandelidis et al [24], [25] desarrollaron un modelo matemático basado en el método original del número de unidades de transmisión ( $\varepsilon$ -NTU), teniendo en cuenta la transferencia de calor y masa para determinar el potencial de recuperación de energía del IEC con intercambiador de flujo cruzado. Por último, dentro del ámbito de desarrollo de modelos predictivos para la determinación de la capacidad de recuperación de los IEC, Min et al [26] plantean un modelo basado en el método matemático de diferencias finitas.

Otro de los temas recurrentes de estudio en relación a la refrigeración evaporativa recae sobre el análisis del tipo de clima que se ajusta mejor para la optimización de esta tecnología, haciendo especial hincapié sobre climas secos y cálidos donde la refrigeración es más evidente. De este modo, se establece de nuevo la necesidad de proponer modelos matemáticos predictivos que se ajusten a cada tipo de clima.

Jaber y Ezzat [27] promovieron el análisis de la reducción de la capacidad de enfriamiento al emplear un sistema IEC en un edificio residencial jordano ubicado en clima mediterráneo, dando por resultado una disminución del 13,38% con respecto al empleo de un sistema tradicional de refrigeración por compresión de vapor. Maheshwari et al [28] centraron su estudio en el clima kuwatí, pero discerniendo entre las zonas costeras y las más céntricas. Se reflejó que, evidentemente, el clima exterior es un factor que determina el modo de funcionamiento del equipo.

De este modo, se constató que, en las áreas costeras al ser más húmedas con respecto a las zonas del interior, la ventaja es menos significativa. El ahorro de energía llega incluso a ser el doble en áreas interiores (12.418 kWh) frente a las costeras (6320 kWh) y la reducción con respecto a un sistema de enfriamiento tradicional pasa de 4,93 kW y 3,85kW respectivamente a 1,11 kW, empleando un IEC. Duan et al [29] procesaron su estudio en diversas regiones de China con un intercambiador de flujo cruzado planteando que la reducción de la carga de enfriamiento puede reducirse desde el 53 al 100% y el consumo eléctrico de un 13 a un 58%.

Por último, más recientemente, Tariq et al [30] analizan el interés de la refrigeración evaporativa en 11 ciudades diferentes clasificando estas en cuatro grupos en función del tipo de clima: tropical (Singapur, Chittagong, Banglok), desérticos y semi-áridos (Doha, Karachi), templados (Jerusalén, San Paulo, Amsterdam, Ciudad de México) y continentales (Beijing, Estocolmo). El estudio refleja que el rendimiento es considerablemente superior en los climas desérticos y áridos. En relación a los climas templados, el rendimiento también es destacable. Y los peores resultados recaen sobre los climas tropicales y continentales.

Una vertiente de estudio interesante, pero muy poco tratada es la correspondiente a la evaluación de reducción de consumos y la recuperación de la inversión. Si bien es cierto que se resalta el aumento del consumo de agua y que se trata de una alternativa prometedora, pero de modo muy generalizado. Jaber y Ezzat [27] sin embargo, analizan en varios artículos estas ideas. Proponen que el consumo de agua se establece en 3 m<sup>3</sup>, con un consumo de electricidad anual de 749,19 kWh y un periodo de recuperación de la inversión de 8 años, siendo este calculado como el coste de adquisición e implantación del equipo dividido por los años derivados de su uso.

Por último, es importante destacar que se trata de una alternativa dentro del ámbito de la eficiencia energética que ha tendido al alza a lo largo de los años. Ello es debido a que, como consecuencia del aumento de la demanda energética durante las últimas décadas, se requieren soluciones que integren recuperación de energía, lo cual ha permitido que la refrigeración evaporativa sea una de las más elegidas. El principal motivo son las múltiples ventajas que

ofrece, las cuáles se señalan al comienzo de las publicaciones, haciendo especial hincapié en su ahorro de energía, el no requerimiento de clorofluorocarbono (CFC), reducción de emisiones contaminantes, mejora de la calidad del aire interior, rentabilidad del ciclo de vida y capacidad de proporcionar humidificación y deshumidificación. Concretamente, Jaber y Ajib [31] plantean un análisis de todas sus ventajas. Aunque todas ellas han sido contrarrestadas, la literatura actual se centra especialmente en la reducción de la capacidad de enfriamiento y en la reducción de emisiones junto con las emisiones cero de CFCs con el objetivo de desplazar por completo a los antiguos sistemas de refrigeración basados en compresión de vapor.

### 2.3. CONTRIBUCIÓN AL ESTADO DEL ARTE

Este trabajo se plantea como un complemento para la investigación realizada hasta el momento dentro del ámbito de la refrigeración evaporativa indirecta como alternativa para mejorar la eficiencia energética en los edificios.

En primer lugar, las publicaciones presentadas por Socefield, Deschamps y Mathur [19], [20], [21] debatían acerca de los tipos de recuperadores que se pueden emplear junto con el evaporativo. En relación a ello, se podría presentar un estudio sobre las diferencias que existen entre dos instalaciones de climatización pertenecientes a la Universidad de Valladolid, donde la diferencia radica en emplear un recuperador rotativo, correspondiente al Edificio IndUVA y un intercambiador de placas, en el caso del Edificio LUCIA.

Si bien, la instalación analizada en este trabajo fin de grado se centra en la del edificio LUCIA debido a que el recuperador rotativo del Edificio IndUVA se encuentra averiado y está siendo sustituido. En este sentido, se propondrá como una nueva línea de investigación para otro trabajo.

En segundo lugar, es destacable el interés de muchos expertos en el campo acerca de la realización de modelos predictivos sobre el funcionamiento de estos equipos de refrigeración. De este modo, se analiza la forma en que se desarrolla la transferencia de calor y masa en el interior de los equipos para analizar la influencia que tienen sobre el funcionamiento.

Por consiguiente, se observa que esta vertiente de investigación, además de estar considerablemente trabajada, no se ajusta a los objetivos de este trabajo dado que, en dichos casos, se evalúa el funcionamiento del equipo, pero no se analiza el modo en que afectan a la instalación como es nuestro caso particular.

Asimismo, se ha observado cómo otro de los objetivos a perseguir es el análisis del tipo de clima sobre el que se optimiza más el funcionamiento del

enfriador adiabático. En relación a ello, este trabajo se centra en el análisis de funcionamiento en el clima de la ciudad de Valladolid. Sin embargo, se introduce como novedad al estado actual del conocimiento que, al hacer el estudio a partir de medidas experimentales de las condiciones termohigrométricas del aire durante el verano de 2019 provenientes de la monitorización de la instalación, se permite analizar el modo de operación respondiendo a la demanda del edificio en cada momento.

Ello permitirá analizar los efectos que tiene la refrigeración evaporativa para optimizar la recuperación de energía de un modo más realista en comparación a las simulaciones hechas con programas donde las demandas del edificio están ya preestablecidas, pero no dejan de ser estimadas por lo que son menos realistas que los análisis realizados en este caso de estudio.

Seguidamente, a la hora de adoptar esta solución resulta necesario analizar, tal y como ya se ha planteado con anterioridad, los costes y los ahorros que lleva consigo. Para este caso de estudio se obtendrán los ahorros, en términos energéticos. No obstante, el trabajo se centra en la evaluación de reducción de consumos. Es decir, se aportarán los datos clave y esenciales para una futura evaluación de los ahorros en términos económicos.

Por último, las ventajas asociadas a estos equipos han sido aceptadas comúnmente por los investigadores. Algunas de ellas son incuestionables, como las emisiones nulas de CFCs, puesto que estos equipos no emplean refrigerantes como lo hacen los sistemas de aire acondicionado por compresión mecánica. No obstante, a la hora de procesar este trabajo de evaluación de la instalación de climatización no podemos dejar de contrastar todas las ventajas. Es absolutamente necesario corroborar la alta eficiencia del equipo de trabajo porque ello condicionará el resto del desarrollo del presente trabajo.

## 3. CASO DE ESTUDIO

---

### 3.1. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

La instalación de climatización del Edificio LUCIA, perteneciente a la Universidad de Valladolid, cuenta con un diseño energéticamente eficiente y sostenible basado en dos metodologías de recuperación de energía que promueven la disminución del consumo energético en lo concerniente a la climatización del local y derivan en una reducción tanto de los costes de inversión como de explotación:

#### ❖ **Sustitución de fuentes de energía convencionales por fuentes gratuitas:**

Dentro de esta técnica de reducción del consumo energético en edificios se pueden diferenciar dos sistemas en el edificio objeto de estudio:

- ✓ Por un lado, se manifiesta el uso de la energía geotérmica mediante la instalación de los pozos provenzales o también denominados pozos canadienses. Más adelante se presentará su modo de funcionamiento junto con su interés para esta instalación.
- ✓ Por otro lado, se recurre a la opción del enfriamiento gratuito, quizá más comúnmente conocido por su denotación en inglés como “free-cooling”, considerada como una de las técnicas más aplicadas para este tipo de aplicaciones. A continuación, se explicará cómo se hace uso de esta técnica junto con los beneficios aportados para garantizar la disminución de consumos.

#### ❖ **Optimización de la eficiencia energética**

Por su parte, en este segundo método de reducción del consumo energético en edificios, se ha optado por recuperar la energía residual correspondiente al aire de extracción del edificio. Concretamente, los motivos que conducen a la selección de esta aplicación son dos.

- ✓ Por un lado, el Edificio LUCIA se caracteriza por trabajar con caudales de aire de impulsión y extracción notablemente superiores a los requeridos por otros edificios, alcanzando una elevada calidad del aire en el interior y facilitando la operación de los sistemas de aporte energéticos indicados en el apartado anterior.

- ✓ Por otro lado, el número de horas de funcionamiento de la instalación de climatización es elevado, con horarios de funcionamiento de 14 horas diarias los días laborables.

Una vez expuestas las técnicas de eficiencia energética en edificación empleadas, se ha de hacer hincapié en que las condiciones termohigrométricas, impuestas como consigna en el interior del local acorde con la normativa vigente [15], se controlan con fan-coils individuales en cada sala a climatizar. No obstante, para que el consumo del fan-coil sea lo más reducido posible, el aire ha adquirido unas condiciones de temperatura y humedad muy cercanas a las requeridas en el interior del local mediante una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) posterior a un sistema de pretratamiento de la corriente de aire de ventilación. Cabe destacar que la temperatura a la salida de la UTA estará comprendida entre 20 y 26°C, siendo este el intervalo que se desea en el interior del local acorde con la normativa [15]. La justificación por la cual se emplea esta metodología de diseño es tratar de garantizar las condiciones de consigna a la entrada de la UTA, de modo que la adaptación climatológica llevada a cabo por esta última sea lo más severa posible con el fin de reducir considerablemente el consumo asociado a la misma. Asimismo, las diferencias entre la temperatura solicitada en el interior del local y la obtenida a la salida de la UTA determinarán el consumo de los fan-coils de cada sala del edificio.

En relación a esta premisa particular de diseño, las principales técnicas de eficiencia energética presentadas con anterioridad se encuentran integradas dentro del sistema de pretratamiento de aire. Para analizarlo con detenimiento, se expondrá, en primer lugar, un esquema de la instalación a través de la figura 3.1, donde observamos todo el conjunto de elementos que se integran en la misma y que, posteriormente, serán caracterizados individualmente con el fin de demostrar su necesidad e interés particular.

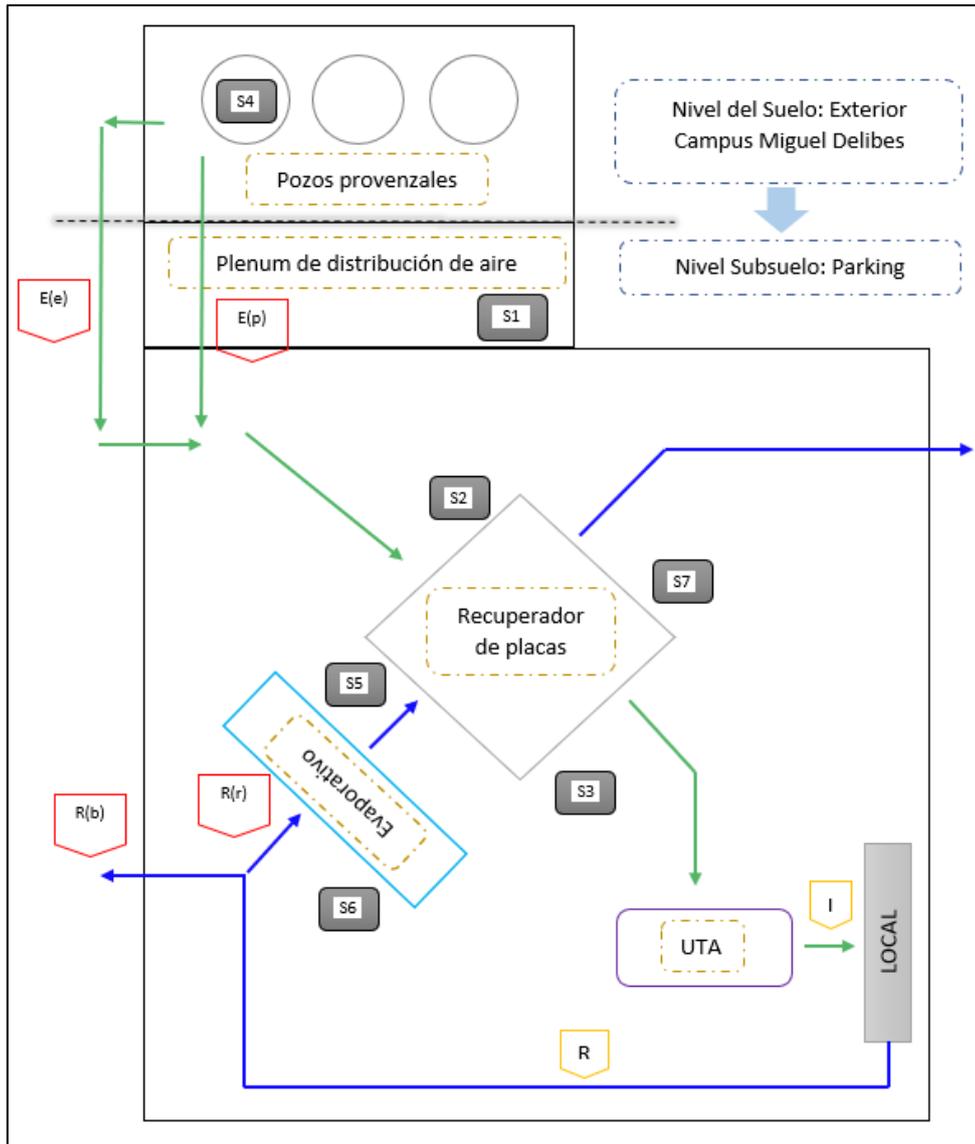


Figura 3.1. Esquema representativo de la instalación del Edificio LUCIA con la monitorización dispuesta sobre la misma.

A continuación, se exponen las tablas 3.1 y 3.2 con el objetivo de presentar la leyenda asociada a la figura 3.1.

Tabla 3. 1. Indicación de las corrientes de aire indicadas por cada color.

	Aire de entrada
	Aire de expulsión

Tabla 3.2. Descripción de las etiquetas dispuestas en el esquema de la instalación.

	Corriente de aire de impulsión al edificio
	Corriente de aire de retorno del edificio
	Corriente de aire de entrada del edificio por los pozos provenzales -
	Corriente de aire de entrada del edificio procedente del exterior -
	Corriente de aire de retorno del edificio para recuperación de energía
	Corriente de aire de retorno del edificio. By-pass hacia el exterior
	Etiqueta indicativa de los dispositivos principales de la instalación
	Etiqueta indicativa del nivel de planta

### 3.1.1. Caracterización de los elementos constituyentes de la instalación

#### 1. POZOS CANADIENSES O PROVENZALES

##### A) Descripción:

Se trata de un sistema de intercambiador de calor de tipo tierra-aire donde el objetivo es aprovechar el intercambio de energía entre el aire que circula por el interior de los tubos y el terrero que envuelve a los mismos.

Son considerados como una fuente de energía renovable donde se aprovecha la energía geotérmica puesto que, en función de la diferencia de temperaturas que exista entre el terreno y la corriente de aire, se puede llevar a cabo tanto el calentamiento como el enfriamiento de esta última.

Una vez que el aire ha circulado por el interior de los tubos, desemboca en un plenum de distribución (véase figura 3.2 de la derecha) para ser impulsado al sistema de pretratamiento de aire.

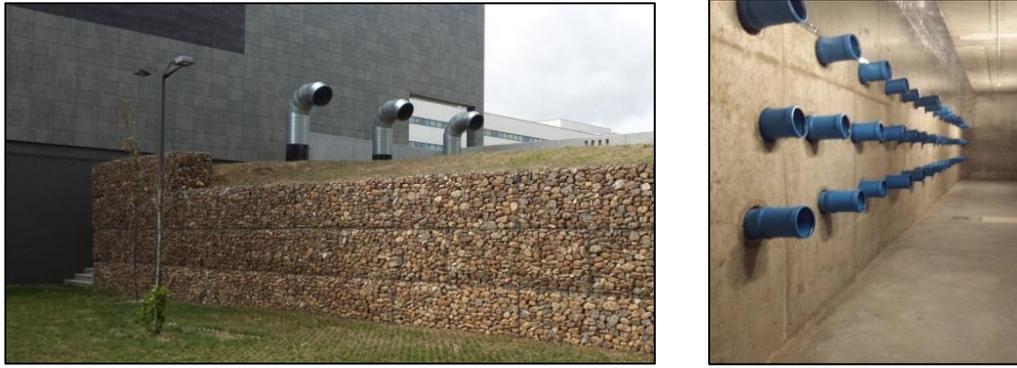


Figura 3.2. Intercambiador de calor Tierra-Aire. Entrada (izquierda) y salida al plenum de distribución (derecha).[32]

B) Ficha técnica:

Los datos técnicos del intercambiador, se presentan a continuación en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Datos técnicos del intercambiador tierra - aire.

Número de entradas desde el exterior	3
Número de tubos enterrados	52
Diámetro de tubo (mm)	200
Longitud de tubo (m)	18

## 2. RECUPERADOR DE CALOR

A) Descripción:

El recuperador de calor que se utiliza en la instalación, el cual se muestra en la figura 3.3, es un intercambiador de calor sensible de placas metálicas de flujo cruzado.

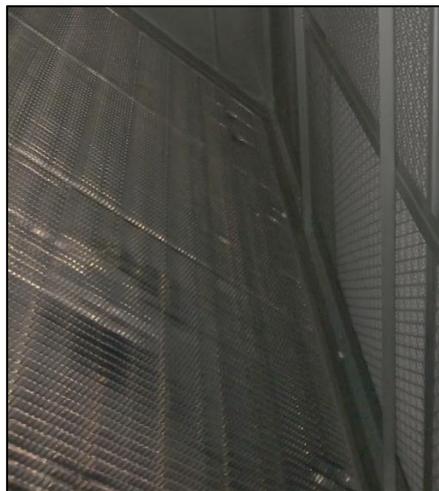


Figura 3.3. Intercambiador de calor de placas metálicas del Edificio LUCIA.

Este dispositivo permite la circulación del aire de extracción o el de impulsión, de forma alterna a través de placas contiguas. (Véase la figura 3.4 de la derecha) De este modo, tiene lugar el intercambio, única y exclusivamente, de calor sensible ya que el material de construcción del dispositivo no permite el paso de vapor como tal, por lo que no hay variación del contenido de humedad específica de las corrientes que lo atraviesan. Para garantizar una adecuada recuperación de energía el intercambiador cuenta con un sistema de sellado que impide la mezcla de corrientes.

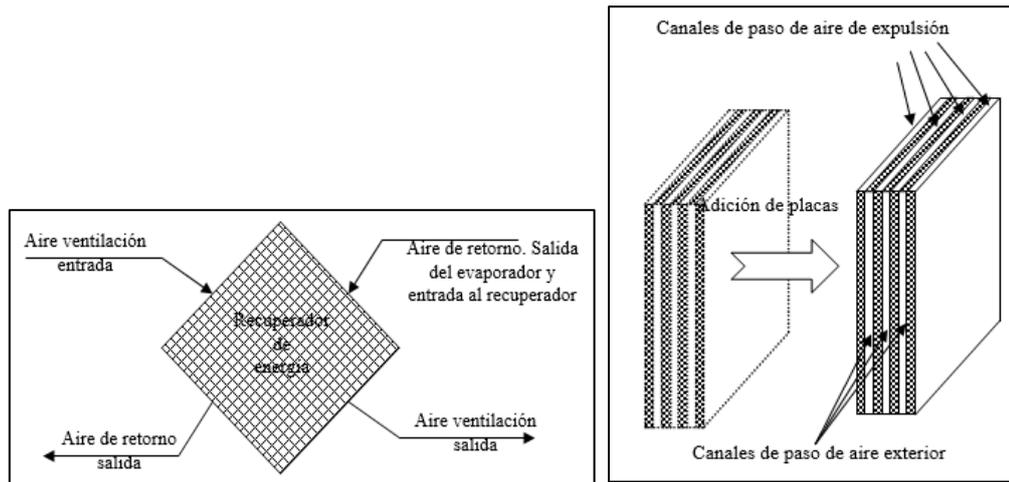


Figura 3.4. Esquema de las corrientes que atraviesan el recuperador y detalle de los canales de paso de aire por el equipo.

El material metálico, utilizado para la fabricación de este equipo, es el motivo por el cual este intercambiador recupera únicamente energía sensible. En particular, para aplicaciones tales como la recuperación de energía en instalaciones de climatización, lo más habitual es recurrir a placas de aluminio. Esta selección es, de hecho, la que ha tenido lugar en nuestro caso de estudio.

Como ventajas reseñables es necesario destacar que, en general, permiten grandes superficies de intercambio de energía presentando eficiencias de trabajo considerablemente elevadas (entre el 45 y 65 %), aunque estos valores dependen de la superficie de intercambio, los caudales tratados y de las características de operación. Asimismo, el sellado que ofrecen las casas comerciales está dotado de un certificado de estanqueidad elevado puesto que es fundamental que no exista un contacto directo entre las dos corrientes, impulsión y extracción, para evitar que la segunda, que es la que se expulsa al exterior, aporte sustancias contaminantes a la primera.

Como inconveniente principal, hay que indicar el riesgo de la aparición de condensaciones e incluso hielo durante el invierno, cuando la temperatura la corriente de aire exterior es demasiado baja. Es decir, este problema tendría lugar durante los meses de demanda de calefacción. En esta instalación en

particular, este problema se trata de solventar con el aporte de aire que procede de los pozos canadienses. Es decir, en invierno, la corriente de impulsión viene del exterior muy fría, pero se aprovecha el calor del terreno para calentarla previamente. De este modo, cuando esa corriente circule por el intercambiador de placas reduce la probabilidad de condensación de la humedad del aire procedente del edificio y que va a ser expulsado.

### 3. ENFRIADOR EVAPORATIVO

#### A) Descripción

En capítulos previos, se han expuesto los fundamentos en que se apoya el empleo de un recuperador evaporativo como alternativa para la reducción del consumo de energía en instalaciones de climatización que, particularizando para este caso de estudio, se trata de una aplicación de refrigeración evaporativa indirecta empleando de manera combinada un enfriador evaporativo directo de la corriente que se va a expulsar previamente a que pase por el recuperador de calor sensible.

Como evaporativo indirecto su función principal en la instalación es enfriar la corriente de aire procedente del local, aumentando el contenido de humedad específica de la misma, pero manteniendo la entalpía constante.

Se trata de una solución adecuada para épocas en las que el local demande refrigeración puesto que se reducen considerablemente los consumos de energía al aprovechar el contenido energético de la corriente de extracción, siendo ésta refrigerada para posteriormente así ceder ese frío en el recuperador a la corriente de aire de impulsión al edificio.

El tipo de evaporativo con el que trabaja esta instalación es de relleno rígido, fabricado con una mezcla de celulosa y de fibra de vidrio (véase la figura 3.5), que ha sido adecuadamente compactada y fabricada con una forma que facilita el intercambio convectivo entre la superficie húmeda del relleno y el aire que se pretende enfriar. (Véase el esquema de operación en la figura 3.6).

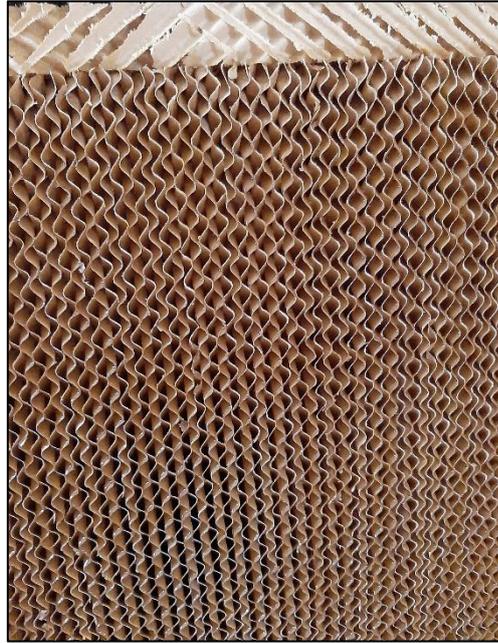


Figura 3.5. Relleno rígido del enfriador evaporativo del Edificio LUCIA.

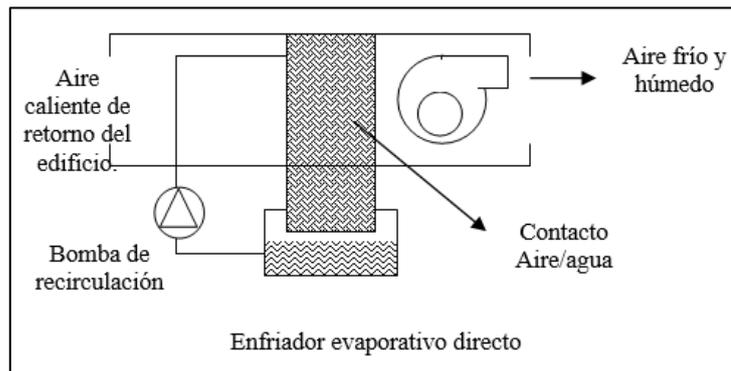


Figura 3.6. Esquema de funcionamiento de un evaporativo directo.

Entre sus ventajas, como ya se expusieron con anterioridad, hay que incidir en que son equipos relativamente económicos y en su amplio ámbito de aplicación en sectores diversos como el comercial, el industrial o el de la edificación, aportando elevadas eficiencias energéticas asociadas al enfriamiento sensible con un consumo de energía reducido y por su sencillez de operación.

En cuanto a sus inconvenientes, además del consumo de agua intrínseco a este tipo de sistemas, se encuentra la capacidad de desarrollo de bacterias como la Legionela debido a que si el sistema está en estanqueidad (sin funcionar), puede alcanzar temperaturas donde haya proliferación de la bacteria y que estos sistemas son susceptibles de generar aerosoles que las dispersen. Sin embargo, cuando el enfriador evaporativo es indirecto, este inconveniente se evita, ya que cuando está funcionando la temperatura de

saturación adiabática es inferior a la necesaria para que se produzca la proliferación bacteriana, la corriente que es susceptible de contaminación es la de expulsión, no la de impulsión al edificio, en la que, después del enfriador evaporativo se pasa por el recuperador de calor sensible, donde se calienta y, en el caso de que arrastrara aerosoles, estos se evaporarían.

#### 4. UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE (UTA)

##### A) Descripción

Este dispositivo tiene como función principal garantizar las condiciones de consigna impuestas en el aire impulsado al interior del edificio para mantener las condiciones de confort. Su consumo de energía será tanto menor cuanto más se parezcan las condiciones del aire de entrada a la UTA con las condiciones termohigrométricas necesarias de la corriente de impulsión enviado al edificio a climatizar.

Como se ha expuesto con anterioridad, el objetivo es reducir el consumo energético de la UTA y para ello es fundamental la presencia de cada uno de los dispositivos presentados previamente. No obstante, en ningún caso se puede prescindir de esta unidad de tratamiento puesto que es la que garantiza que la impulsión del aire tenga las condiciones adecuadas para mantener la calidad del aire interior del edificio. En este caso particular, la UTA está constituida por el siguiente conjunto de subelementos:

- Dos baterías. Una de ellas para aportar el calor cuando se trabaja en modo invierno y la otra para enfriar el aire cuando el local demanda frío.
- Un sistema de humidificación por vapor para ajustar la humedad en los locales que se van a acondicionar.
- Un conjunto de filtros a la salida para garantizar la retención de partículas nocivas en el aire que se va a impulsar.

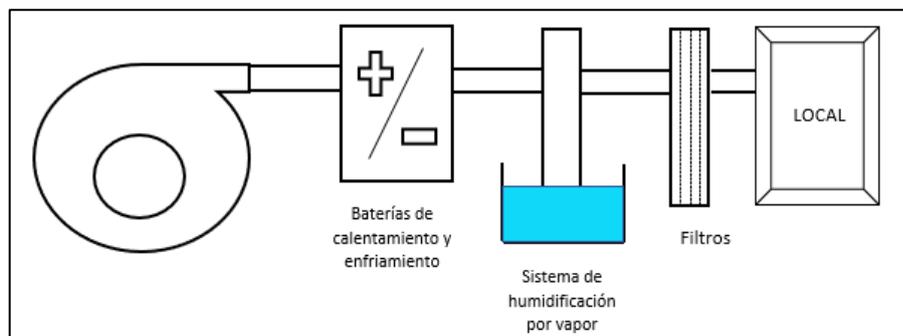


Figura 3.7. Esquema de la unidad de tratamiento de aire del Edificio LUCIA.

Cabe destacar que la UTA está programada para que la temperatura del aire a la salida esté comprendida entre 20 y 26°C, procurando alcanzar en el aire de entrada a la UTA la temperatura más baja en verano y la más alta en invierno para así reducir el consumo de las baterías de la UTA. En el interior del edificio existen como sistemas de disipación energética (calor o frío) unos fan-coils, que aseguran las condiciones climáticas deseadas por los usuarios en cada momento en el interior de cada sala del edificio.

### **3.1.2. Modos de funcionamiento de la instalación de climatización**

La instalación de climatización del Edificio LUCIA, en función de los requerimientos en el interior del local a climatizar, es capaz de adoptar diferentes modos de operación. Esencialmente, las diferencias se reflejan en el modo de trabajo del sistema de pretratamiento del aire de impulsión al local puesto que, en todos los casos, como paso previo a la introducción de aire de ventilación al edificio, esta corriente será tratada en la Unidad de Tratamiento de Aire (UTA).

Como primer criterio de análisis se establece la necesidad de refrigeración o calefacción en el interior del local. En este sentido, se asientan los requerimientos de los meses de invierno, en el primer caso, y los meses de verano, en el segundo de ellos.

No obstante, el primer criterio es ampliamente generalista pues, a su vez, dentro de cada una de esas necesidades de refrigeración o calefacción, se pueden utilizar diferentes modos de trabajo. En base a ello, a continuación, expondremos una síntesis de todos los modos de trabajo de la instalación de pretratamiento con el objeto de comprender el funcionamiento del presente caso de estudio en su totalidad.

#### **1. FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN EN INVIERNO**

Durante los meses de invierno, incluso en otoño y parte de la primavera, puesto que por el clima de Valladolid las temperaturas son bajas en esas estaciones, el edificio demanda durante la mayor parte del año calefacción.

Atendiendo a estos requerimientos, la instalación se adapta para garantizar las condiciones de consigna en el local del siguiente modo:

- En primer lugar, se ha de determinar la procedencia del aire de entrada a la instalación puesto que el mismo puede proceder directamente del exterior, de una zona sombreada (no coincide con la entrada a los pozos), o ser tratado mediante el uso de los pozos provenzales. Para

determinar el uso de una corriente u otra, el control de la instalación compara entre las condiciones de ambas corrientes y selecciona la más adecuada para cada momento concreto, siendo en el caso de invierno la que disponga de un valor de temperatura más elevado. Acorde con ello, durante esta época del año se puede estar usando una u otra, es decir, no se descarta ninguna opción. No obstante, en los periodos con demanda de calefacción y con temperaturas del exterior muy frías, la situación más habitual debe ser el empleo de la corriente de aire proveniente de los pozos provenzales porque aportan aire a una temperatura superior a la del aire procedente directamente del exterior.

- Seguidamente, una vez seleccionada la corriente de entrada, esta siempre pasará por el intercambiador de calor. No obstante, en lo correspondiente a la corriente de aire de retorno del local dependerá de las condiciones termohigrométricas que presente. Es decir, si el aire de extracción retorna con una temperatura superior a la del de entrada a la instalación, ese calor residual se cede a la corriente de impulsión en el recuperador de calor. Si, por el contrario, aunque muy pocas veces ocurrirá esto, el retorno es más frío que la entrada del aire exterior al intercambiador, entonces no hay recuperación y el aire de extracción se expulsa directamente al exterior mediante un by-pass del recuperador.
- Por último, durante estos meses de demanda de calefacción, el enfriador evaporativo no se activa puesto que lo único que haría sería enfriar la corriente de retorno y reduciría la capacidad de calentamiento del aire de impulsión.

## 2. FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN EN VERANO

Durante los meses de verano, la instalación funciona de modo completamente diferente. En este caso, el edificio demanda refrigeración lo cual implica que la instalación trabaje aplicando otras técnicas.

Estos meses llevan consigo la activación de nuevos dispositivos, como el enfriador evaporativo, que es uno de los dispositivos que se ha caracterizado en este trabajo, analizando las medidas experimentales durante los meses de verano, lo que permitirá caracterizar a la refrigeración evaporativa como alternativa que permite reducir el consumo energético en edificios del sector terciario.

Bajo estas premisas, la demanda de refrigeración se garantiza mediante los siguientes modos de trabajo de la instalación:

- En primer lugar, la entrada de aire a la instalación no solo lleva consigo el debatir entre dos posibilidades sino tres: by-pass al recuperador, aire del exterior procedente de zona sombreada o aire de los pozos provenzales. Para seleccionar el modo de operación, se tendrán en cuenta los siguientes criterios:
  - By-Pass al recuperador: Se emplea esta técnica cuando la temperatura del aire del exterior, bien procedente directamente del exterior o de los pozos provenzales, es inferior a la de consigna. Estas situaciones son muy comunes en periodos nocturnos durante verano y otoño. Este método de refrigeración evita calentar el aire de impulsión con el aire de retorno en el recuperador. Para ello, el aire de retorno del local, en vez de circular hacia el evaporador y recuperador, se bypasa al exterior, y el aire de ventilación es aire del exterior que puede ser solamente filtrado en la UTA si no precisa de un enfriamiento adicional.
  - Las otras dos opciones se valoran cuando la temperatura del exterior es superior a la de consigna de impulsión y del aire de retorno. Esta situación es la habitual durante el día en verano. El hecho de seleccionar como aire de entrada a la instalación es muy similar al criterio impuesto en invierno, solo que en este caso se aprovecha la capacidad de enfriamiento del terreno. Para establecer si la corriente de aire de ventilación procede de los pozos o del exterior, se compara entre las temperaturas de ambas corrientes y se selecciona la más fría en cada momento concreto. En capítulos posteriores se presentará esta caracterización para analizar la probabilidad de entrada del aire procedente de los destinos descritos.
- Una vez seleccionado la opción de entrada del aire, bien de los pozos o del exterior, se puede utilizar o no el by-pass del recuperador, existiendo dos posibilidades de funcionamiento.
  - Si la corriente de retorno del local es enfriada por el evaporativo hasta una temperatura inferior a la de entrada, procedente de los pozos o del exterior, entonces tiene lugar un intercambio de calor en el recuperador cediendo el frío de la corriente proveniente del evaporador a la corriente de impulsión.
  - Cuando en el enfriador evaporativo no se pueda enfriar la corriente de retorno del local hasta una temperatura inferior a la

procedente de los pozos o del exterior, la corriente de extracción del local bypasa el recuperador expulsándola directamente al exterior y, la corriente de entrada se pasa por el intercambiador, pero sin intercambiar calor, dado que no hay flujo a través del recuperador de la otra corriente con la que se produce el intercambio.

- Finalmente, independientemente de si tiene lugar intercambio de calor en el recuperador o no, la corriente de ventilación se pasa por la UTA para garantizar las condiciones de consigna establecidas en la salida de la UTA, para ser impulsado al interior del local a climatizar.

En definitiva, se observa cómo el funcionamiento de la instalación es complejo atendiendo a la diversidad de situaciones en base a las necesidades del edificio. No obstante, se justifican la presencia de todos y cada uno de los elementos de los que la misma dispone y que la dotan de presentar un diseño energéticamente eficiente y sostenible.

### **3.2. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN**

La instalación de climatización del Edificio LUCIA se ha monitorizado para la obtención de medidas experimentales que permitirán un análisis del modo de funcionamiento junto con una posterior valoración de posibles alternativas de cambio para la optimización de dicho funcionamiento teniendo presente en todo momento la reducción del consumo energético asociado a este caso de estudio.

Este trabajo se centra en examinar la instalación de preacondicionamiento de la UTA de climatización del Edificio LUCIA durante los meses de verano. Como ya se expuso con anterioridad, la instalación, durante estos meses, es capaz de adoptar diferentes modos de trabajo, por lo que es necesario caracterizar y optimizar todos y cada uno de ellos.

Bajo estas premisas, a continuación, se adjuntan todos los pasos necesarios para la obtención de las medidas experimentales con las que luego se realizarán los cálculos del presente estudio.

### 3.2.1. Monitorización de la instalación de climatización

#### 1. ASPECTOS GENERALES

Acorde con lo expuesto en la introducción al desarrollo de experimentos, el proceso de obtención de medidas experimentales se desarrolló durante 12 semanas correspondientes a los meses del verano de 2019, julio, agosto y septiembre.

Los equipos de medida se colocaron en diferentes puntos de la instalación, véase el esquema simplificado de la instalación en la figura 3.8, con el fin de poder caracterizar tanto los dispositivos como las aplicaciones relativas a la reducción de consumos en edificios que fueron presentadas durante la descripción de la instalación.

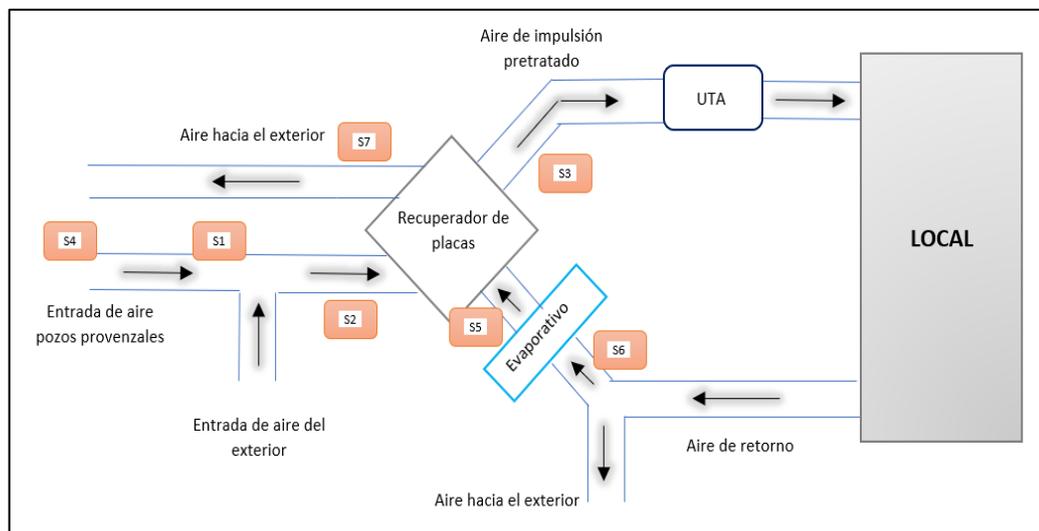


Figura 3.8. Esquema simplificado de la instalación con posicionamiento de los equipos de obtención de medidas experimentales.

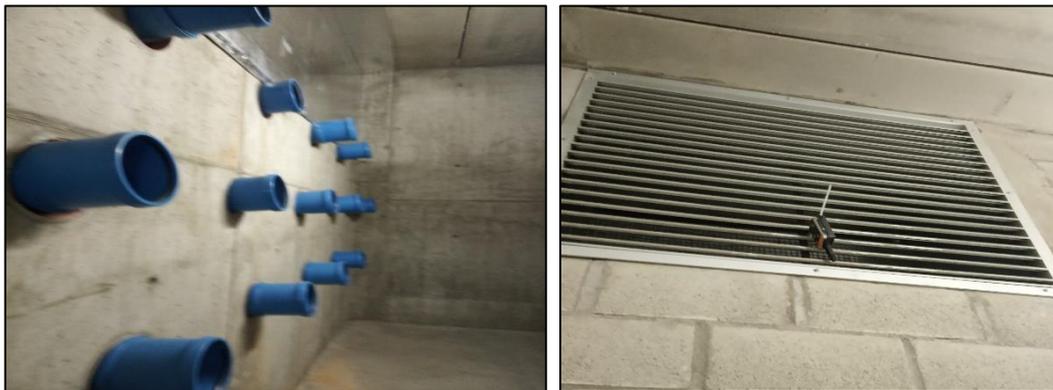
A continuación, se aporta una breve descripción del proceso de instalación de los equipos de medida en la instalación junto con algunas de las figuras más representativas.

- En primer lugar, se instaló la primera sonda de medida en una de las entradas de aire a la instalación de climatización: los pozos provenzales. Se puede observar en la figura 3.9, que fue necesario elaborar un sistema de sombreado y apantallamiento radiante sobre el equipo de medida, con el objetivo de que la radiación solar incidente sobre la entrada a los pozos no repercutiese en las variables de temperatura y humedad registradas por la sonda en dicha entrada de aire.



*Figura 3.9.* Monitorización con sonda de medida a la entrada de los pozos provenzales. (Sonda n°4)

- Seguidamente, el siguiente equipo de medida se instaló en el plenum de distribución de aire de la instalación, con el objetivo de registrar las condiciones termohigrométricas a la salida de los pozos provenzales y con ello ser capaces de caracterizar el funcionamiento del intercambiador tierra-aire.



*Figura 3.10.* Salida de los pozos provenzales al plenum de distribución. Monitorización en el distribuidor de aire del plenum. (Sonda n° 1)

- El siguiente equipo de medida se ubicó a la entrada del recuperador (Véase figura 3.11). Acorde con lo expuesto en la descripción de la instalación, el aire que va a atravesar este equipo puede proceder o de la salida de los pozos provenzales, representados en la figura 3.10 y, por tanto las condiciones de la sonda de la figura 3.10 coincidirían con las condiciones a la entrada del recuperador que son medidas por la sonda de la figura 3.11, o bien provenir de una entrada directa desde una zona sombreada del exterior.
- La entrada de aire procedente de la zona sombreada del exterior no se ha monitorizado en esa posición, dado que, cuando la temperatura del plenum no coincida con la de entrada al recuperador, es consecuencia

de que el aire aportado procede del exterior, por lo que esos valores de temperatura y humedad ya se están registrando indirectamente., permitiendo su caracterización mediante cálculos basados en la comparación de las variables medidas.



*Figura 3.11.* Monitorización de la entrada de la corriente de ventilación al intercambiador de calor. (Sonda n°2)

- La sonda que se muestra en la figura 3.12 es la más destacable puesto que mide la temperatura y humedad relativa del aire de impulsión previo a la UTA. Por lo tanto, si dichas condiciones son los más semejantes posibles a la consigna del interior del local, ello reducirá considerablemente el consumo de la UTA.



*Figura 3.12.* Monitorización de la salida del recuperador de la corriente de impulsión. (Sonda n°3)

- Posteriormente, se instalaron las sondas que nos permiten caracterizar las condiciones climáticas de la corriente de retorno del local. La figura 3.13 representa la posición de dicha sonda que será necesaria para

analizar los momentos en que trabaja el evaporador y, por tanto, se recupera energía de la corriente de extracción. O bien cuando dicha corriente se bypassa hacia el exterior.



*Figura 3.13.* Monitorización de la entrada al evaporador. En la figura de la izquierda se muestran algunos de los elementos para suministro del agua al evaporador. En la de la derecha se presenta el equipo de medida (Sonda nº6)

- Por su parte, la sonda nº5 del esquema de la figura 3.8 se encarga de medir las condiciones a la salida del evaporador y, a su vez, permite caracterizar la corriente de aire que intercambia calor en el recuperador con la corriente de aire caracterizada en la figura 3.13.
- Por último, se instaló una sonda a la salida del recuperador para medir las condiciones climáticas a las que se expulsa la corriente de aire. Ello permitirá caracterizar el contenido energético que se recupera en el intercambiador cuando se activa el evaporador como sistema de refrigeración.

## 2. EQUIPOS DE MEDIDA: TESTO 175-H1. MODELO 0572 1754

### A) Descripción:

Los equipos de medida con los que se ha llevado a cabo la monitorización de la instalación de estudio son siete “data loggers testo 175 H1”, como el de la figura 3.14, capaces de medir y registrar temperatura y humedad relativa en edificios o espacios cerrados.



Figura 3.14. Data logger empleado en la monitorización.

Este modelo en particular presenta externamente el sensor encargado de medir la humedad relativa y la temperatura, poniendo en contacto los elementos sensibles de la sonda con la corriente de aire cuyas características termohigrométricas se pretenden medir.

Se equipan con un candado que garantiza la manipulación solo a personas autorizadas para ello, siendo éste un aspecto importante para dotar a las medidas de un mayor nivel de fiabilidad y seguridad.

Los Data Loggers pueden registrar los valores de la temperatura de rocío. Ésta se observará en la pantalla junto con los valores límite programables, las medidas que se exceden de los límites preestablecidos, en caso de que se programen límites, los valores máximos y mínimos obtenidos durante un periodo de tiempo de medición y el tiempo restante de la carga de las pilas, ya que estas garantizan que el equipo pueda registrar medidas en cualquier lugar sin estar conectado a la red.

Por último, destaca su versatilidad a la hora de realizar mediciones puesto que se pueden programar diferentes intervalos de medida y por su gran capacidad de almacenamiento, es capaz de almacenar en la memoria interna hasta un millón de datos.

B) Ficha técnica:

En las tablas siguientes (3.4 a 3.7) se presentan las características de los data loggers (sondas de temperatura y humedad) utilizados en las medidas experimentales.

Tabla 3.4. Datos técnicos generales

<b>Peso</b>	130 g
<b>Dimensiones</b>	149 x 53 x 27 mm
<b>Intervalo de temperatura de funcionamiento</b>	-20 - +55°C
<b>Intervalo de temperatura de almacenamiento</b>	-20 - + 55°C
<b>Material de la carcasa</b>	Plástico
<b>Tipo de protección</b>	IP 54
<b>Ciclo de medición</b>	10 segundos - 24 horas
<b>Memoria</b>	1.000.000
<b>Canales</b>	2 canales (1 interno, 1 en saliente)
<b>Tipo de pila</b>	3 pilas tipo AAA AIMn
<b>Autonomía</b>	3 años a 15 min. Intervalo medible,
<b>Interfaces</b>	Mini usb y ranura para tarjeta sd

Tabla 3.5. Especificaciones técnicas del sensor de temperatura

<b>Tipo de sensor de temperatura</b>	NTC. Sensor de temperatura de coeficiente negativo
<b>Rango</b>	-20 - +55°C
<b>Exactitud</b>	±0,4°C (-20 - +55°C) ±1 dígito
<b>Resolución</b>	0,1°C

Tabla 3.6. Especificaciones técnicas sensor de humedad relativa (HR)

<b>Tipo de sensor de humedad</b>	Capacitivo
<b>Rango</b>	0 - 100%
<b>Exactitud</b>	±2% HR (2 - 98%)
<b>Resolución</b>	0,1% HR

Tabla 3.7. Especificaciones técnicas del cálculo del punto de rocío

<b>Rango</b>	-40 - +50°C
<b>Exactitud</b>	+0,03% HR/K ±1 dígito

### C) Calibración de los equipos de medida:

Como paso previo a la instalación de las sondas en la instalación de climatización objeto de estudio, se llevó a cabo un proceso de calibración de los sensores de medición tanto de temperatura como de humedad relativa.

Este proceso tuvo lugar en el Laboratorio de Calor y Frío de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid empleando equipos adecuados para la realización de dicha tarea y procediendo del siguiente modo.

#### **C.1. Calibración del sensor de temperatura NTC.**

Para la calibración de este sensor hay que tener en cuenta que dicho procedimiento no es inmediato puesto que en los data loggers la sonda de temperatura es interna. Ello hace que la calibración de la misma no se pueda realizar directamente en el horno de calibración, FLUKE 9103 utilizado como patrón de referencia y que permite fijar valores de temperatura desde  $-25^{\circ}\text{C}$  hasta  $140^{\circ}\text{C}$ , del que se dispone en el Laboratorio de Calor y Frío. Los insertos de aluminio de los que dispone el horno para calibrar las sondas son de dimensiones más reducidas que los data loggers. Bajo esas premisas, la calibración del sensor NTC de los data loggers se desarrolló en varios pasos.

Como paso previo al desarrollo del procedimiento de calibración, se ha de tener cuenta que se han calibrado las sondas en un rango de temperaturas comprendido entre  $[15 - 75^{\circ}\text{C}]$  porque es el rango, aunque considerablemente ampliado, en el que se esperan que se encuentren las medidas de la instalación de climatización de estudio.

En primer lugar, se llevó a cabo la calibración de una sonda externa de un data logger Testo 175T2 de los que se disponía en el laboratorio utilizando el horno de calibración. Para ello se fijaba una temperatura en el horno de calibración, utilizado como patrón de referencia de temperatura y que está calibrado, manteniendo esa temperatura, como mínimo, durante media hora. Ello es debido a que la sonda que estamos calibrando requiere de un tiempo mínimo para estabilizarse. Mientras se mantenía fija la temperatura del horno, los valores de temperatura medidos por la sonda a calibrar se almacenan en el data logger, que se ha configurado para que almacene los datos cada 10 segundos. Consecuentemente, como la sonda no está calibrada, los valores que va a medir y se van a registrar en el adquisidor oscilan en torno al valor fijado en el horno. Este proceso se llevó a cabo del mismo modo fijando temperaturas incrementadas  $10^{\circ}\text{C}$  con respecto a la anterior hasta  $75^{\circ}\text{C}$ . Y, posteriormente, se procedió de igual modo, pero reduciendo la temperatura a fijar a intervalos de  $10^{\circ}\text{C}$  desde el valor más alto,  $75^{\circ}\text{C}$ , hasta el valor de inicio de calibración,  $15^{\circ}\text{C}$ .

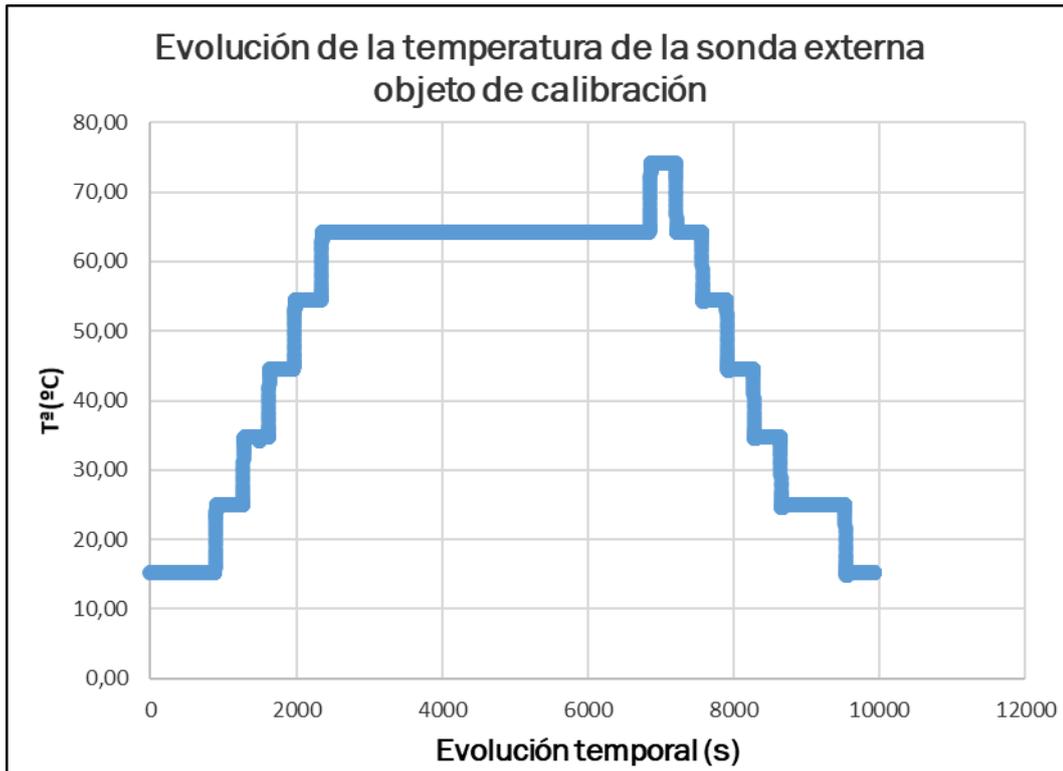


Figura 3.15. Evolución temperaturas de la sonda a calibrar.

En la figura 3.15 se observa que una de las temperaturas fijadas en el horno, concretamente 65°C estuvo durante un periodo de tiempo que excedió notablemente los 30 minutos, ello es debido a que la calibración se mantuvo durante la noche y consecuentemente durante esas horas no se pudo cambiar la temperatura del horno de calibración.

Otro aspecto a destacar es que la razón por la cual se calibran las sondas incrementando y reduciendo la temperatura en el horno tiene su justificación en que este tipo de sondas tienen cierta histéresis, por lo que los valores medidos dependen de la evolución de las temperaturas previas. Esto se plasma en el ciclo de histéresis de las sondas que se verá posteriormente.

Una vez registrados los valores medidos por la sonda a calibrar, se llevaron a una hoja Excel para, mediante regresión lineal, obtener la ordenada en el origen y la pendiente de la recta de regresión, según se muestra en la figura 3.16, con la que podremos corregir los valores medidos por la sonda externa.

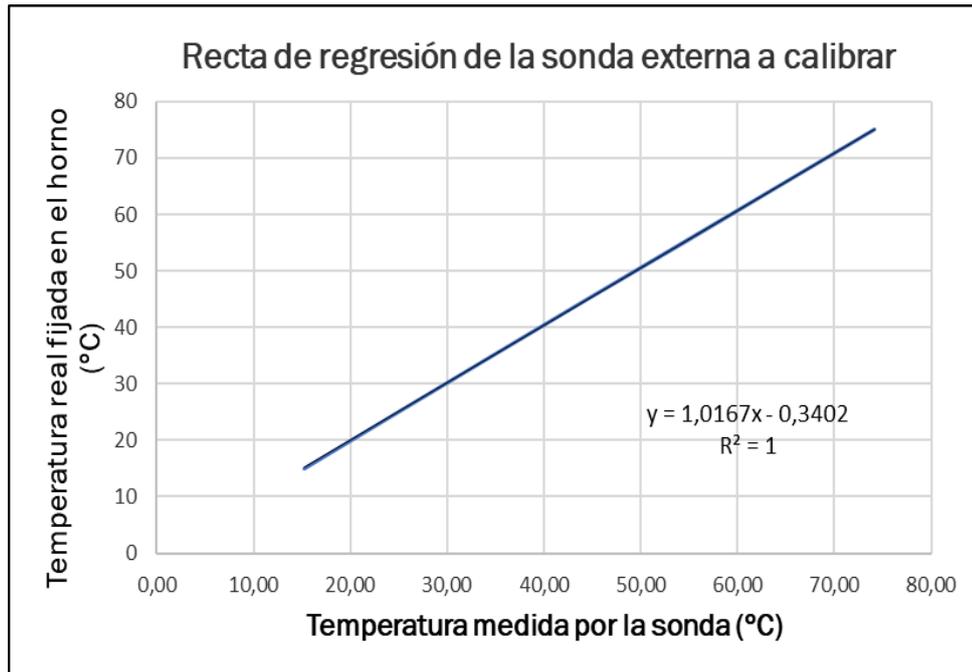


Figura 3.16. Recta de regresión de calibración de la sonda externa

Esta primera regresión  $y=ax+b$ , tal y como se muestra en la figura 3.16, el valor de la ordenada en el origen ( $b$ ) es  $-0,3402$  y la pendiente es  $1,01767(a)$ . Con estos valores se corrigen todos los resultados registrados por el adquisidor mediante la expresión (Ec.3.1), teniendo ya calibrada la sonda externa.

$$T_{\text{corregida}}^a = T_{\text{registrada}}^a \cdot a + b \quad (\text{Ec.3.1})$$

Una vez calibrada la sonda externa se procedió a calibrar los sensores NTC de los data loggers en una caja térmica, en la que se pueden modificar los valores de temperatura y, colocando en su interior tanto la sonda previamente calibrada como los data loggers a calibrar, se hacen nuevamente variaciones de temperatura en la caja térmica.

En la caja térmica se van fijando temperaturas, un intervalo que sea similar al de la instalación donde el data logger vaya a medir. El ejemplo que se va representar en este caso trabajó con un rango de  $25 - 40^{\circ}\text{C}$  de modo que, a lo largo de un día, se haya pasado por todas ellas gradualmente. En esta situación, tanto la sonda externa como la interna de los data loggers van midiendo y registrando los valores de temperatura.

Una vez obtenidas todas las medidas, se procede a corregir las medidas registradas por la sonda externa mediante la ecuación (Ec. 3.1) con los valores de la correlación de la figura 3.16, obteniendo la relación entre la temperatura registrada y la real.

Posteriormente, se obtiene la regresión que permitirá la corrección de los valores registrados por el data loggers, Ello se refleja en la figura 3.17 donde

se obtienen la recta de regresión de calibración del data logger concreto que se han medido en la caja térmica.

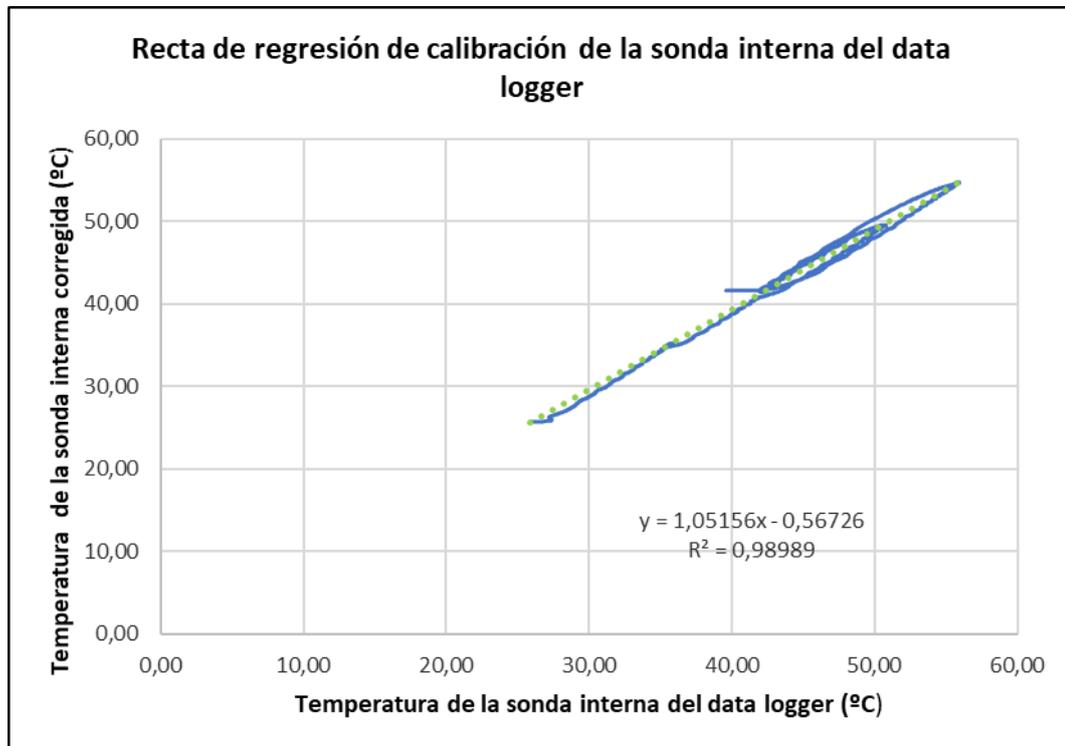


Figura 3.17. Recta de regresión de calibración del data logger.

Con la regresión representada en la figura 3.17 se obtiene la ordenada en el origen y la pendiente que nos permiten corregir los valores de temperatura de los data loggers con la ecuación (Ec.3.1).

La calibración de la sonda externa es la misma para todos los data loggers, proporcionando para cada uno de los data logger por regresión lineal su recta de calibración. Solamente se ha representado a modo de ejemplo la regresión correspondiente a la sonda nº5 de la instalación.

## C.2. Calibración del sensor de humedad capacitivo.

En lo correspondiente a la calibración del sensor capacitivo de las los data loggers se empleó el equipo Vaisala HMK15.

En este caso, la calibración tiene lugar sobre tres disoluciones saturadas de LiCl, MgCl<sub>2</sub> y K<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>. Las sondas se disponen sobre cada una de estas disoluciones, en el orden en que se han presentado y sin que se moje el sensor de humedad, durante, al menos, 45 minutos. Al finalizar este periodo de tiempo se registra la humedad que mide la sonda tras haber estado en cada una de las disoluciones. Dicha humedad registrada por la sonda va a ser mayor a medida que cambias de disolución siendo la humedad relativa del aire en

equilibrio con las soluciones de sal saturadas el que se establece en el orden  $\text{LiCl} < \text{MgCl}_2 < \text{K}_2\text{SO}_4$ .

Una vez que se han registrado los valores de humedad leídos por los data loggers al finalizar cada periodo de tiempo en cada disolución, estos se comparan con respecto a los que deberían haber medido la sondas. Los valores teóricos se indican en el equipo de calibración. Esa comparación se basa en representar los valores teóricos con respecto a los indicativos por la sonda y con ello se obtiene la recta de calibración del sensor de humedad del data logger con el que se ha llevado a cabo la monitorización de este trabajo.

En la tabla 3.8 solo a modo de ejemplo se muestran los valores medios registrados en la sonda S6, para las diferentes soluciones saturadas de sal, teniendo en cuenta las humedades relativas utilizadas como patrón de referencia del aire en equilibrio termodinámico con las soluciones de sal. En la misma tabla se presentan los valores de la regresión lineal que permite determinar la humedad relativa real con los valores de humedad relativa registrados en el data logger.

Tabla 3.8. Datos del procedimiento de calibración de humedad relativa de la sonda n°6.

Disolución	Tiempo en disolución	HR (%)	HRref (%)	Regresión	
				a	b
<i>LiCl</i>	12:00:00	16,8	11,3	1,10371375	-6,53357416
	-				
<i>MgCl<sub>2</sub></i>	12:45:00	34,8	32,8	R <sup>2</sup>	
	-			0,99964708	
	13:30:00				
<i>K<sub>2</sub>SO<sub>4</sub></i>	13:30:00	94	97	Ecuación recta de regresión	
	-			y=1,1037x - 6,53357	
	14:15:00				

Se presenta, a modo, de ejemplo, la calibración del sensor de humedad capacitivo de la sonda n°6.

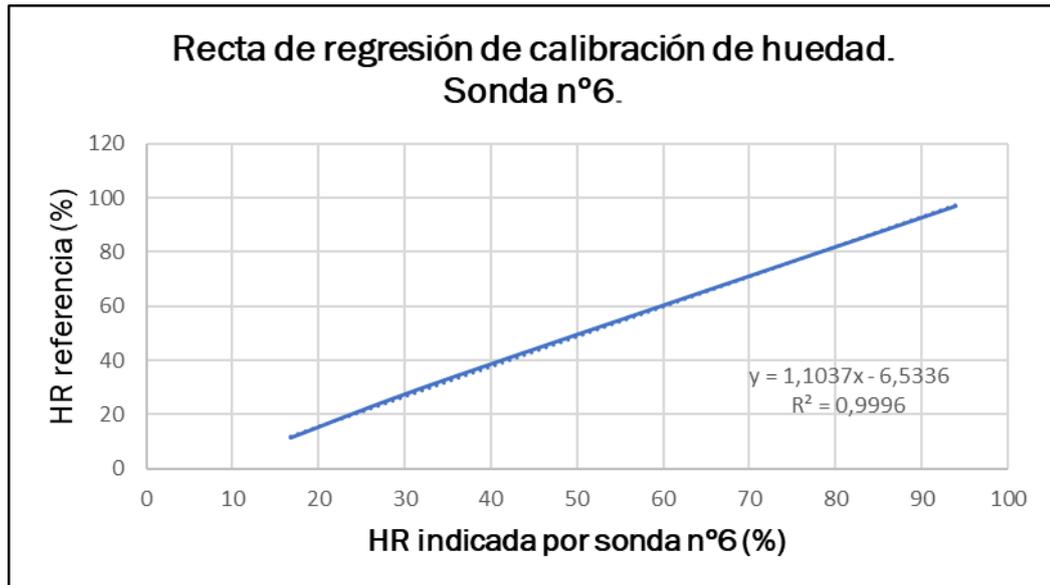


Figura 3.18. Recta regresión para calibración de humedad relativa de la sonda n°6.

Como se realizó para el caso de los valores de temperatura, una vez obtenida la recta de regresión, los valores que se registren en el proceso de monitorización se corregirán con la ecuación (Ec.3.2), empleando los valores de la ordenada en el origen y de la pendiente de cada regresión de los data logger calibrados.

$$HR_{corregida} = HR_{registrada} \cdot a + b \text{ (Ec.3.2)}$$

#### D) Programación de los equipos de medida:

La programación de los data loggers se llevó a cabo en el momento previo a la instalación de las sondas en su lugar concreto de medida. Esta tarea se procesó mediante el uso del software “ComSoft básico” modelo 0572 0580.

Para ello, en primer lugar, se conectaron los dispositivos a un ordenador mediante el cable de conexión “USB Instrumento-PC” modelo 0449 0047.

Seguidamente, se estableció el comienzo de medición y registro de medidas el día 1 de julio de 2019 a las 11:30H imponiendo como intervalo de registro de 1 minuto. Cabe destacar que la instalación de las sondas se llevó a cabo a las 10:00H. De este modo, se programó el inicio de medida con suficiente diferencia temporal para evitar que el momento de la instauración de las sondas afectase a las medidas de estas.

Posteriormente, los data loggers midieron durante 12 semanas hasta que se recogieron el día 24 de septiembre de 2019 a las 10:00H. Evidentemente, el estudio se prolongará solamente hasta el día 23 de septiembre de 2019 a

las 11:30H que es cuando se cumplen las 12 semanas exactas establecidas para este trabajo.

Tas la recogida de los equipos de medidas, se procedió a la descarga de las mediciones de los data loggers empleando nuevamente el software “ComSoft Básico” para el posterior tratamiento de los mismos.

Y, por último, antes de empezar el tratamiento de datos, se llevaron a cabo las correcciones de las medidas procesadas por los equipos empleando la ordenada en el origen y la pendiente de las correspondientes regresiones obtenidas de los procesos de calibración vistas en el apartado anterior.

E) Presentación de resultados obtenidos directamente de los equipos de medida:

A modo de conclusión en lo correspondiente al desarrollo de experimentos, se presentan las siguientes figuras (3.19 – 3.26), donde se observan las medidas, con sus correspondientes y necesarias correcciones, obtenidas directamente de los equipos con los que se ha llevado a cabo la monitorización de la instalación de climatización del Edificio LUCIA

Con ello se pretende complementar este desarrollo relativo al proceso de experimentación demostrando los primeros resultados obtenidos en relación a este caso de estudio. Más adelante, se programarán cálculos a partir de estos primeros resultados, pero lo más importante es destacar que, incluso con estos primeros datos, ya se pueden extraer diferentes conclusiones.

Para desarrollar esta tarea, se ha elegido, a modo de ejemplo, una única semana de las doce que se van a estudiar. Concretamente, se representarán las figuras (3.19 – 3.26), obtenidas a partir de los datos de la cuarta semana de estudio, integrando esta las medidas desde el día 22 de julio de 2019 a las 11:30H hasta el 29 de julio de 2019 a las 11:29H.

I. Aire de extracción (o expulsión o de retorno) del local  
I.1. Enfriador evaporativo

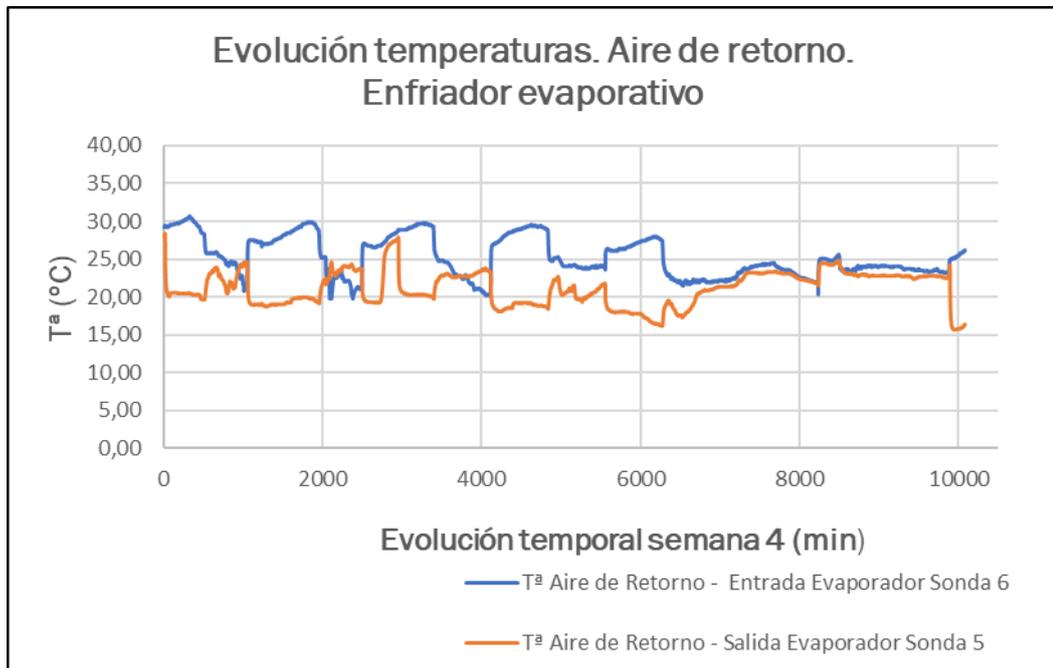


Figura 3.19. Evolución temperaturas del aire de retorno en el enfriador evaporativo.

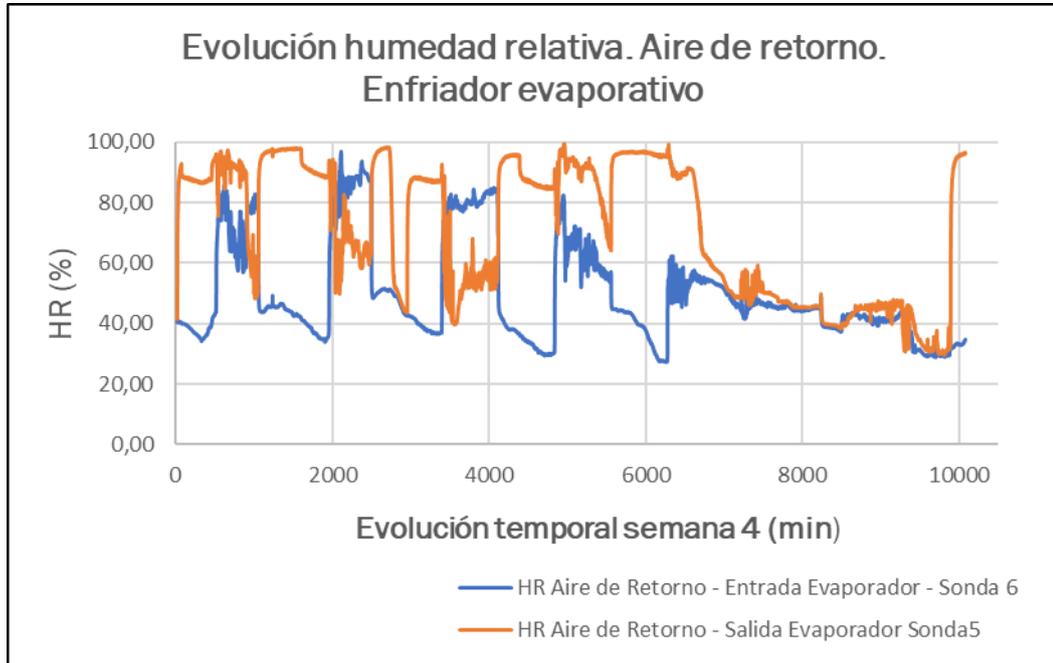


Figura 3.20. Evolución humedad relativa del aire de retorno en el enfriador evaporativo.

## I.2. Recuperador

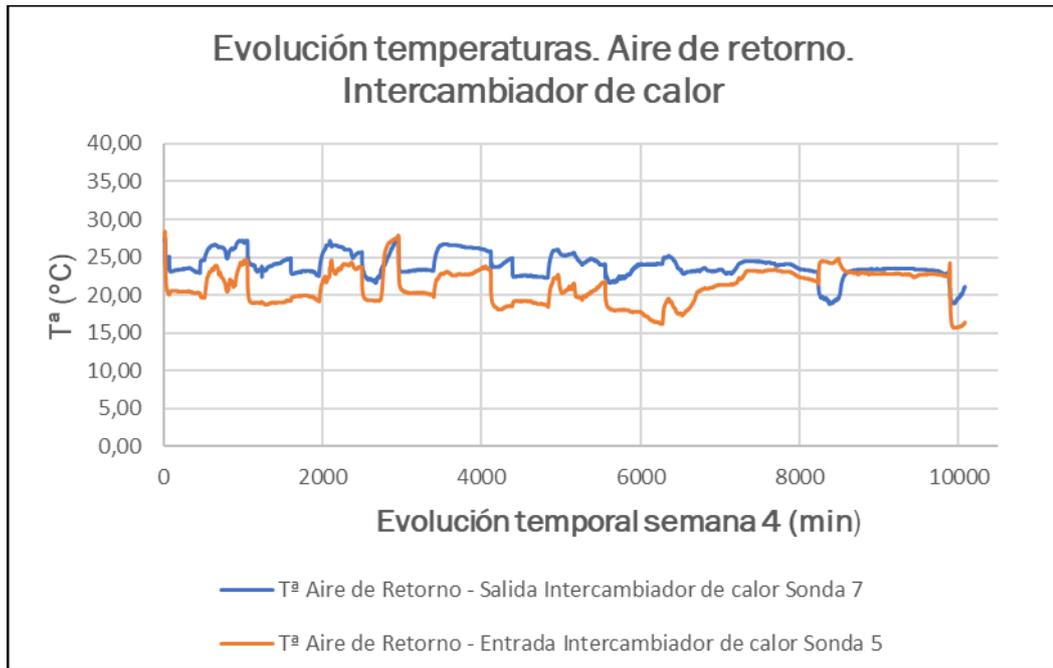


Figura 3.21. Evolución temperaturas del aire de retorno en el intercambiador de calor.

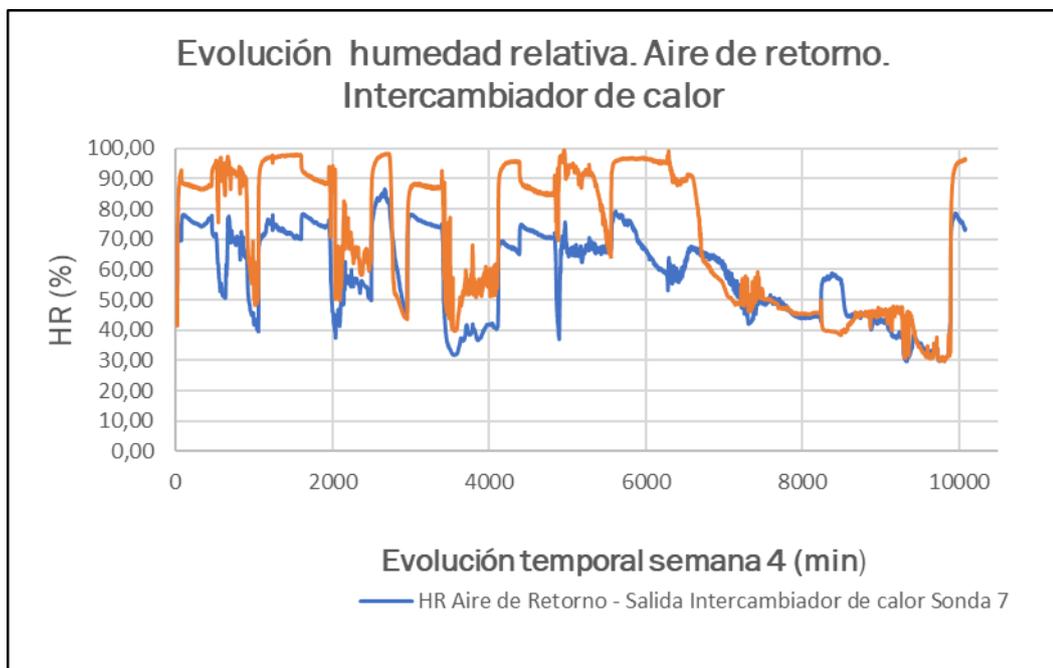


Figura 3.22. Evolución humedad relativa del aire de retorno en el intercambiador de calor.

II. Aire de impulsión  
II.1. Pozos provenzales

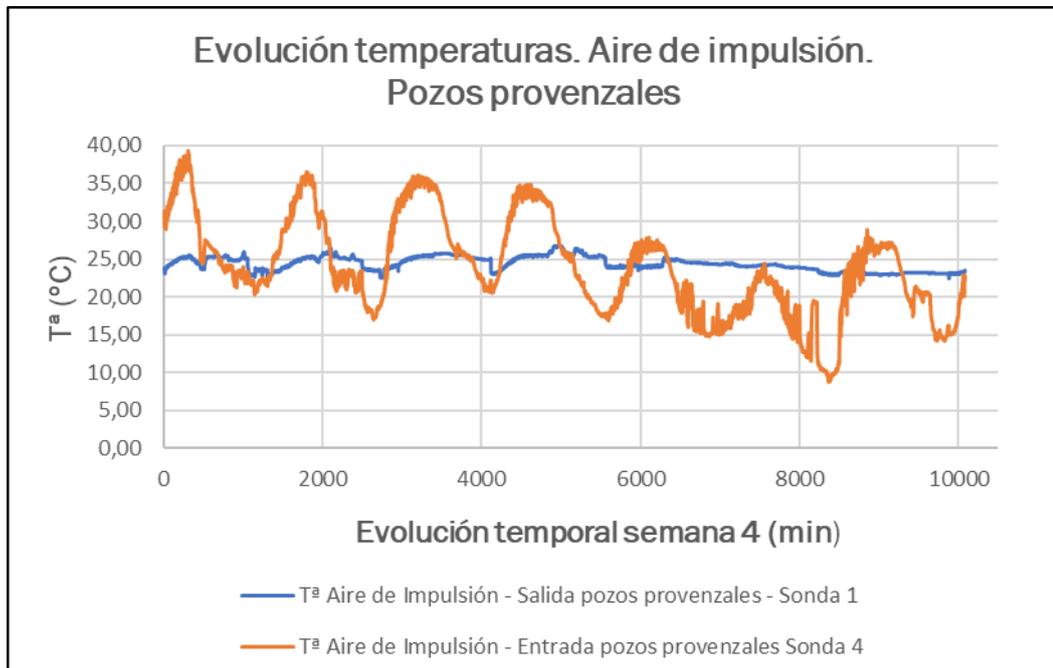


Figura 3.23. Evolución temperaturas del aire de impulsión en los pozos provenzales.

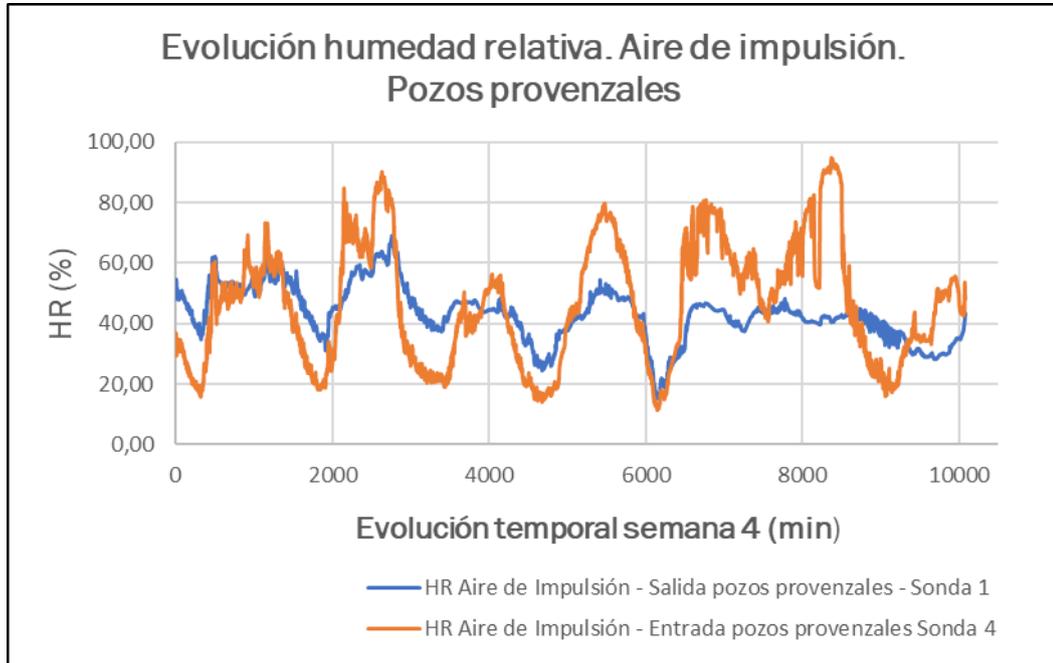


Figura 3.24. Evolución humedad relativa del aire de impulsión en los pozos provenzales.

## II.2. Recuperador

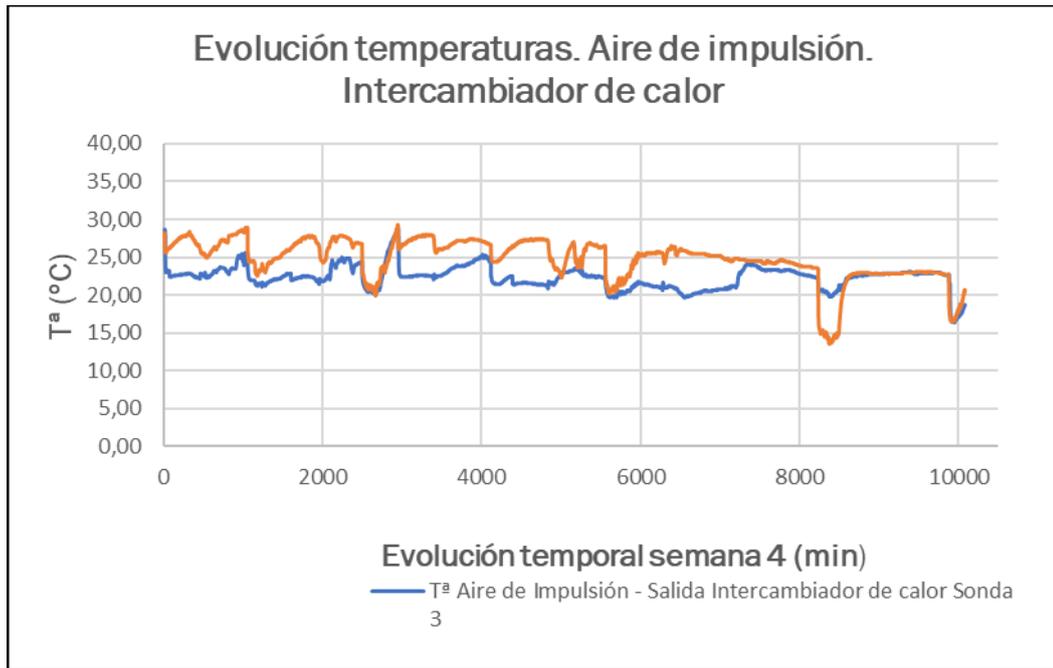


Figura 3.25. Evolución temperaturas del aire de impulsión en el intercambiador de calor.

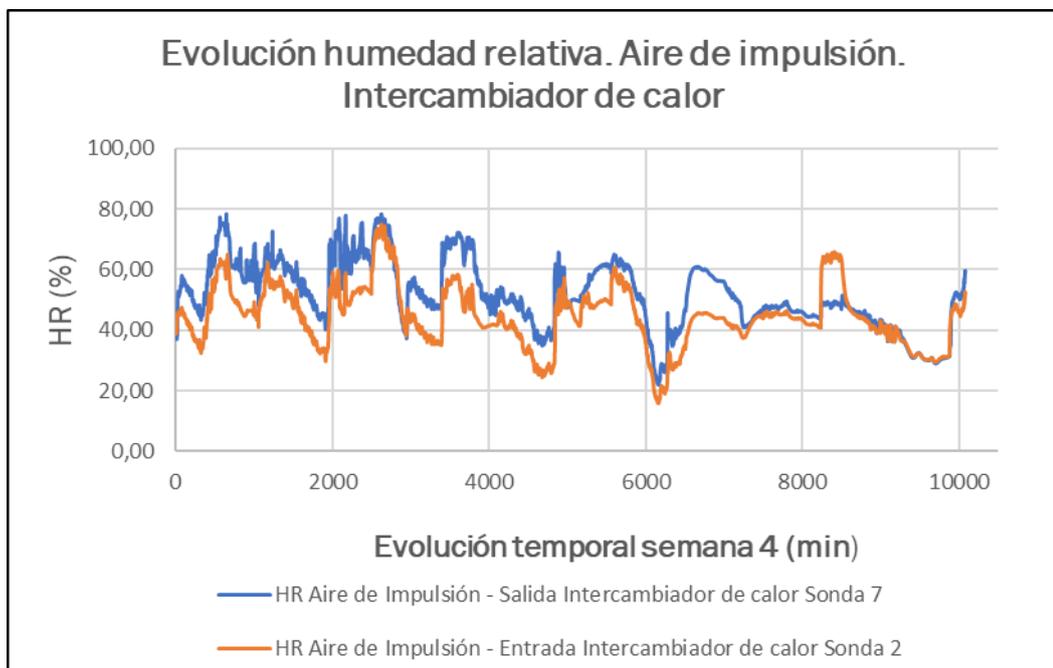


Figura 3.26. Evolución humedad relativa del aire de impulsión en el intercambiador de calor.

### 3.3. ANÁLISIS TEÓRICO

A lo largo de esta sección van a ser expuestos todo el conjunto de cálculos sobre los que se asienta la posterior interpretación de resultados de la presente investigación.

Este trabajo, tal y como se ha estructurado, presenta dos secciones de resultados. Ello implica que tanto el análisis teórico como la presentación de resultados han de guardar dicha estructura por dos razones. La primera se centra en comprender con mayor facilidad cada resultado obtenido. Y, la segunda, para verificar con mayor rapidez si los objetivos de la presente investigación se cumplen.

En base a ello, en primer lugar, presentaremos el análisis teórico que permitirá comprender y analizar el estudio del funcionamiento de la instalación. Y, en segundo lugar, se expondrán los cálculos en que se apoyará el estudio energético de la instalación, siendo un elemento clave para la valoración de este edificio de estudio como una alternativa a la eficiencia energética.

#### 3.3.1. Análisis teórico relativo al funcionamiento de la instalación

Para llevar a cabo esta primera presentación de expresiones teóricas, se ha decidido subdividir la sección en base al dispositivo de la instalación que se pretende caracterizar: evaporador, intercambiador de calor y entrada de aire a la instalación. Obsérvense cada uno de ellos en la figura 3.27, la cual es una representación de un esquema simplificado de la instalación descrita con anterioridad en el trabajo elaborado con el objetivo de trabajar con ella de modo más sencillo, compacto y flexible.

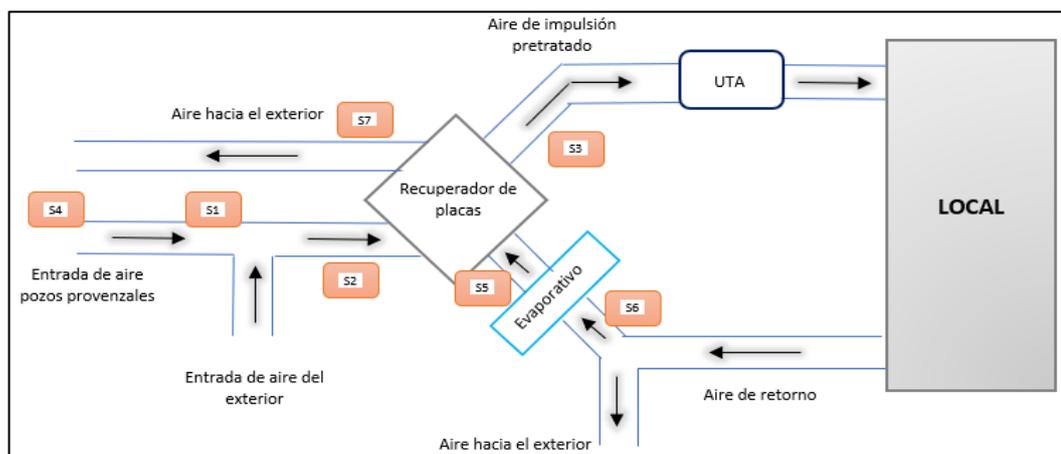


Figura 3.27. Esquema simplificado de la instalación de climatización de estudio junto con la correspondiente monitorización.

## 1. ESTUDIO TEÓRICO DEL ENFRIADOR EVAPORATIVO

El estudio del equipo de refrigeración evaporativa, véase su resalte en la figura 3.28, constituye el pilar básico sobre el que se apoya la presente investigación. En este sentido, se tiene por objeto ejecutar un análisis global del mismo, de modo que se demuestre que, la exigencia de imponerlo en la instalación en relación a la normativa RITE [15], es una solución adecuada para la reducción del consumo de energía en edificios.

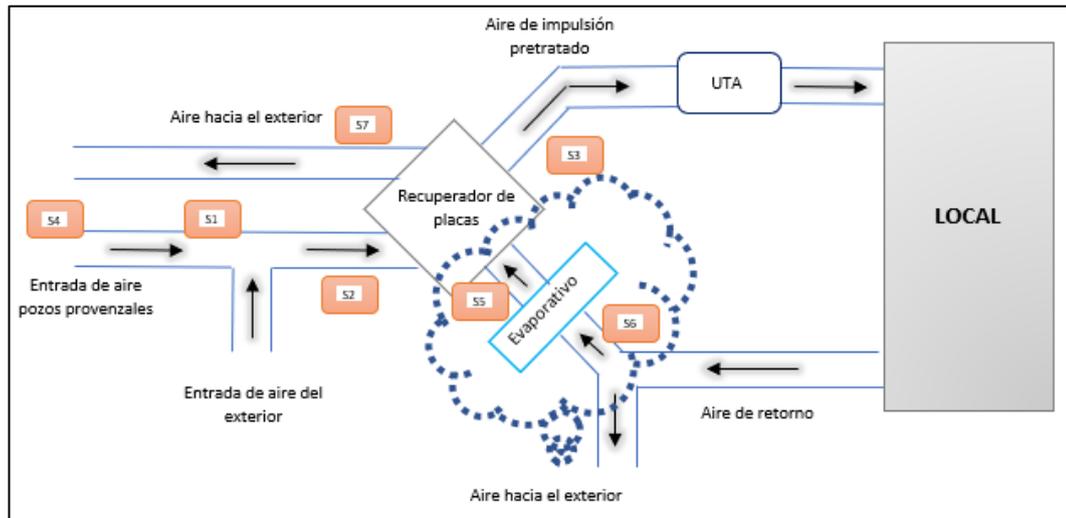


Figura 3.28. Esquema simplificado focalizado en el evaporador de la instalación de climatización de estudio.

La metodología en la que se ha orientado este trabajo se centra principalmente en el estudio de su funcionamiento. No obstante, no solo pretende verificar su funcionamiento, sino responder a las preguntas sobre cómo y cuándo funciona. En relación a ello, a continuación, se describe la base teórica que justifica la obtención e interpretación de datos de la posterior sección.

### A) ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo?

El funcionamiento del evaporativo se va a determinar trabajando con las medidas experimentales obtenidas del proceso de monitorización realizado sobre la instalación de climatización del Edificio LUCIA. En base a ello el trabajo del evaporativo está fundamentado en criterios de temperaturas y condiciones de humedad puesto que son los datos aportados por los equipos de medida. Aunque este estudio podría llevarse a cabo analizando la instalación en base a medidas de los caudales de impulsión y retorno, se requeriría instrumentación de la que no se dispone, que modificaría las pérdidas de carga en la instalación, que adicionalmente es de caudal de aire variable.

Para ello, el objetivo que se ha establecido en el trabajo es ver cuándo funciona y con qué eficiencia de humidificación lo hace. En este sentido, la ecuación (Ec.3.3) establece los datos necesarios para realizar el análisis.

$$\varepsilon = 100 \cdot \frac{T_{salida} - T_{entrada}}{T_{Sat.Adiabática} - T_{entrada}} \quad Ec (3.3)$$

Se observa que la monitorización garantiza disponer de todos los datos necesarios puesto que la temperatura a la entrada se corresponde con los datos de la sonda nº6 y la temperatura a la salida con los aportados por la nº5, luego es preciso analizar el cálculo de la temperatura de saturación adiabática del aire en el enfriador evaporativo.

La obtención de la temperatura de saturación adiabática, considerada esta como la temperatura a la que se encuentra el aire cuando el mismo se ha saturado adiabáticamente, se ha llevado a cabo mediante el uso de una hoja Excel donde se encuentra implementada una macro que, trabajando mediante un método iterativo, devuelve la temperatura de saturación tomando como entradas la temperatura y humedad relativa de la corriente de aire de la que se desee obtener la temperatura de saturación.

Se puede calcular la temperatura de saturación adiabática empleando las medidas experimentales a la entrada del evaporador (sonda nº6) o a la salida del mismo (sonda nº5). El tratamiento de datos se ha realizado con ambas puesto que, como era de esperar y dado que no hay aporte externo de energía sustancial en el proceso de enfriamiento evaporativo, la coincidencia de ambos valores justificará la adiabaticidad del equipo de enfriamiento evaporativo, que se abordará posteriormente.

Una vez conocidos y calculados todos los datos que intervienen en el cálculo de la eficiencia de humidificación de la ecuación (Ec.3.3) es necesario imponer unos criterios que indiquen cuándo trabaja el evaporador porque, como ya se ha visto a lo largo de la descripción de la instalación, dicho dispositivo no siempre funciona. De este modo los criterios que se han establecido son los siguientes:

### **A.1 Variación del contenido de humedad específica entre la entrada y salida de la corriente del aire que atraviesa el dispositivo.**

La variación del contenido de humedad específica de la corriente de aire de retorno que atraviesa el evaporativo, como mínimo, ha de ser de  $1g_{vapor}$  de agua/ $kg_{aire}$  seco.

El cálculo de la humedad específica se realizó a partir de las expresiones y datos que se especifican a continuación en las expresiones siguientes:

$$w = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_T - P_v} [kg_v/kg_{as}] \quad (Ec.3.4)$$

Siendo:

$P_v$  – Presión de vapor [Pa] (Ec. 3.6)

$P_t$  – Presión total o atmosférica [Pa] (Ec. 3.5)

$$P_t = 101325 \cdot (1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2559} [\text{Pa}] \text{ (Ec.3.6)}$$

Donde: z es la Altitud del lugar de estudio. Valladolid: 698m

$$P_v = \frac{HR}{100} \cdot P_{v \text{ sat}} [\text{Pa}] \text{ (Ec.3.6)}$$

Siendo:

HR – Humedad relativa [%] (Sonda nº5 y nº6)

$P_{v \text{ sat}}$  – Presión de vapor de saturación [Pa] (Ec. 3.7)

$$P_{v \text{ sat}} = \exp \left( 23,5771 - \frac{4042,9}{(T+273)-37,58} \right) [\text{Pa}] \text{ (Ec.3.7)}$$

Donde T es la Temperatura [°C] del aire (Sonda nº5 y nº6)

### **A.2.Variación de la temperatura de la corriente de aire de impulsión al pasar por el intercambiador**

En relación a ello, la corriente de aire proveniente del exterior o de los pozos provenzales y que va a circular por el intercambiador, tiene que experimentar como mínimo una variación de la temperatura de 1°C. Concretamente, como nuestro caso de estudio se da durante los meses de verano y lo que deseamos es refrigerar esta corriente, la temperatura del aire de impulsión (sonda nº3) ha de ser al menos 1°C más pequeña que la de entrada al intercambiador (sonda nº2).

### **A.3.La temperatura de entrada al intercambiador del aire de impulsión ha de ser mayor que la temperatura de salida del evaporador**

Este criterio se impone puesto que si la temperatura de entrada al intercambiador (sonda nº2) es inferior a la de salida del evaporador (sonda nº5), la corriente de salida del evaporador no estaría refrigerando la corriente de ventilación, sino que la estaría calentando.

Como se puede observar, todos los criterios impuestos son consecuencia, bien directamente o bien por cálculos intermedios, de las medidas experimentales de las que se dispone, puesto que desconocemos el caudal que es la otra variable clave para el análisis de la instalación y las sondas miden los valores de temperatura y humedad independientemente de que exista circulación de aire por la posición en la que se encuentran colocadas. Asimismo, cabe destacar que cada uno de ellos individualmente son condiciones necesarias, pero no suficientes. Es decir, para constatar el funcionamiento es obligatorio el cumplimiento de los tres criterios simultáneamente.

## B) ¿Cómo funciona el enfriador evaporativo?

Como aspecto previo a resolver la anterior cuestión, se ha de destacar que solo tiene sentido plantearse la resolución de la misma cuando se ha verificado que el evaporador se encuentra funcionando. Es decir, cuando se cumplen los tres criterios de trabajo descritos anteriormente.

Una vez cumplidos los tres criterios, se ha de tener presente que este equipo refrigera la corriente de aire que lo atraviesa disminuyendo la temperatura, aumentando la humedad relativa y la humedad específica y manteniendo la entalpía específica y la temperatura de saturación adiabática de dicha corriente entre la entrada y la salida.

En relación a dicho modo de funcionamiento es preciso corroborar si el modo de trabajo es correcto. Sobre todo, en relación al efecto de mantener constante la entalpía específica y la temperatura de saturación, puesto que ello refleja más fielmente si el funcionamiento del equipo es correcto. Para llevar a cabo esta tarea se sigue el siguiente procedimiento.

### **B.1 Comprobación del mantenimiento de la temperatura de saturación adiabática**

Este hecho se demuestra calculando las temperaturas de saturación adiabática, mediante el método explicado con anterioridad, a la entrada y salida del evaporador. Si la diferencia entre ambas es inferior a  $0,5^{\circ}\text{C}$ , entonces se puede considerar que el funcionamiento es adecuado. Se cumple este criterio porque los valores calculados con la corriente a la entrada y salida del enfriador evaporativo prácticamente coinciden.

### **B.2 Comprobación que la entalpía específica se mantiene**

Para ello, es necesario calcular la entalpía específica a la entrada y salida del evaporador empleando la ecuación (Ec.3.8). Si la diferencia entre ambas

es inferior a 1 kJ/kg<sub>aire seco</sub> y el valor de la eficiencia se encuentra estabilizado, se considera que está funcionando el enfriador evaporativo.

Para el cálculo de la entalpía específica se procedió del siguiente modo para obtener todos los datos requeridos por la expresión (Ec.3.8).

$$i = (Cp_a + Cp_v \cdot w) \cdot T + w \cdot C_L \text{ [kJ/kg}_{as}\text{]} \text{ (Ec. 3.8)}$$

Siendo:

$Cp_a$  – Calor específico del aire a presión constante ( $Cp_a=1,005 \text{ kJ}/(\text{kg}_{as} \text{ } ^\circ\text{C})$ )

$Cp_v$  – Calor específico del vapor a presión constante ( $Cp_v=1,900 \text{ kJ}/(\text{kg}_v \text{ } ^\circ\text{C})$ )

$C_L$  – Calor latente de vaporización ( $C_L=2501 \text{ kJ}/(\text{kg}_v \text{ } ^\circ\text{C})$ )

$T$  – Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ] (Sonda n<sup>o</sup>5 y n<sup>o</sup>6)

$W$  – Humedad específica [ $\text{kg}_v/\text{kg}_{aire seco}$ ] (Ec.3.4)

Se observa que los dos cálculos de temperatura de saturación adiabática y de entalpía específica corroboran que el funcionamiento del evaporativo es adiabático, pudiendo utilizar cualquiera de las corrientes para determinar esas variables.

Este análisis teórico es el que va a sustentar los cálculos correspondientes al evaporador y que va a permitir realizar una interpretación del funcionamiento en verano de dicho dispositivo, durante doce semanas, integrado en la instalación de climatización del Edificio LUCIA con el objetivo de analizar su contribución a la reducción de consumo energético de dicho edificio.

## 2. ESTUDIO TEÓRICO DEL RECUPERADOR

A lo largo de esta sección, se va a analizar el intercambiador de calor o recuperador de placas, tal y como se resalta en la figura 3.29, otro de los principales dispositivos que se dispone en la instalación de climatización del edificio de estudio y que está integrado con fines hacia la disminución del consumo energético.

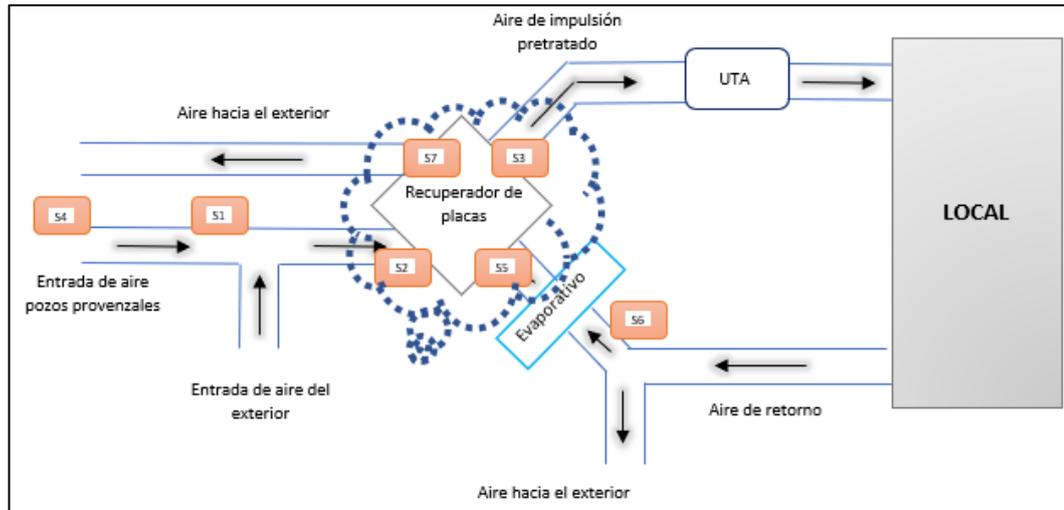


Figura 3.29. Esquema simplificado focalizado en el intercambiador de calor de la instalación de climatización de estudio.

A) ¿Cuándo funciona el recuperador?

Para el estudio de este equipo se procederá a desarrollar una base teórica fundamentada en el empleo de las medidas experimentales obtenidas del proceso de monitorización. En este sentido, teniendo en cuenta que las medidas disponibles corresponden al verano de 2019 y atendiendo a los diferentes modos de funcionamiento de la instalación en verano, se estudiará el modo de trabajo del recuperador cuando el evaporador ha enfriado al corriente de retorno del local.

Se ha elegido este caso de estudio para analizar el recuperador porque representa la situación que asegura que en el recuperador hay intercambio de calor entre las dos corrientes. Si se trabajase en modo free-cooling, el recuperador no operaría. Si el evaporador no refrigera la corriente de retorno o no es capaz de refrigerarla hasta una temperatura inferior a la indicada por la sonda nº2, la corriente de extracción se bypasa y en el intercambiador solo circula la corriente de ventilación que no intercambia calor con ninguna otra corriente de aire.

Una vez presentado el modo de operación para el análisis del trabajo del recuperador, se va exponer la base teórica en que se apoyará el estudio para conseguir describirlo. En este sentido, al igual que ocurría con el evaporador, el objetivo no es solo ver que funciona sino conocer la eficiencia de recuperación con la que lo hace.

La eficiencia de recuperación ( $Ec_{3.9}$ ) se define como el cociente entre el salto de temperaturas entre la corriente limitante, siendo esta la corriente fría del aire de expulsión, y el máximo salto de temperaturas que se pueden dar

entre las dos corrientes que lo atraviesan, que es la de la entrada de ambas corrientes.

Antes de presentar la ecuación correspondiente a la definición de eficiencia se ha de tener en cuenta el siguiente aspecto en lo relativo al diseño de instalación de climatización: la corriente limitante siempre va a ser la procedente del retorno del local. Ello supone que el caudal de retorno siempre va a ser inferior al de impulsión, luego el edificio se va a encontrar en todo momento ligeramente en sobrepresión. Este aspecto es lo que garantiza que las condiciones del aire en el interior del local estén en todo momento controladas puesto que así al edificio solo entra aire tratado por la instalación de climatización y se evitan las posibles infiltraciones.

$$\varepsilon_{teórica} = 100 \cdot \frac{T_{fria(ent)} - T_{fria(sal)}}{T_{cal(ent)} - T_{fria(ent)}} = 100 \cdot \frac{T_7 - T_5}{T_2 - T_5} \quad (Ec\ 3.9)$$

No obstante, si aplicamos la ecuación (Ec.3.9), se evalúa la recuperación de calor en base a la corriente limitante tal y como se especifica teóricamente. El problema es que la función de la corriente limitante no es otra que refrigerar la corriente de ventilación. De este modo, la corriente limitante luego se expulsa al exterior y no da suficiente información acerca de cómo se ha aprovechado la corriente de retorno del local para el enfriamiento de la corriente de ventilación. Es por ello, que se presenta la ecuación (Ec.3.10), que representa el cálculo de la eficiencia de recuperación acorde con un criterio más práctico y de más interés en la caracterización del comportamiento del recuperador.

$$\varepsilon_{útil} = 100 \cdot \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (Ec\ 3.10)$$

## B) ¿Cómo funciona el recuperador?

Una vez expuesta la base teórica sobre la que se asienta el cálculo de la eficiencia de recuperación del intercambiador de calor, se aportará como resultado complementario un estudio acerca del modo de trabajo de este equipo.

La ficha técnica de este recuperador establece que se trata de un recuperador donde el intercambio de calor que tiene lugar en el mismo es única y exclusivamente sensible. Como se ha expuesto en la descripción de la instalación, este aspecto implica que la variación en el contenido de humedad específica de las corrientes que lo atraviesan es teóricamente nula. En este trabajo se debe verificar que se cumple, teniendo en cuenta las precisiones de las lecturas de las sondas para comprobar en la caracterización del equipo que se cumplen las condiciones de operación.

Para cumplir este objetivo se ha de calcular la humedad específica a la entrada y salida de las corrientes de ventilación y retorno del local que lo atraviesan. Ello se garantiza con la siguiente secuencia que recoge el empleo de ecuaciones, expuestas ya previamente, en el cálculo de la humedad específica de la corriente que atraviesa el evaporador. De hecho, al haber analizado antes el enfriador evaporativo ya se cuenta con la humedad específica a la entrada del recuperador de la corriente de retorno.

- En primer lugar, se calcula la presión de vapor de saturación empleando la ecuación (Ec.3.7). Para ello la temperatura que se requiere es la aportada por las sondas nº2 y nº3, para la entrada y salida de la corriente de ventilación, y la nº7 para la salida de la corriente de retorno.
- Seguidamente, se determina la presión de vapor con la ecuación (Ec.3.6). En este segundo caso, lo que se requieren son las medidas de humedad relativa de las mismas sondas.
- Por último, se obtiene la humedad específica con la ecuación (Ec.3.4), siendo las magnitudes que se necesitan, por un lado, la presión de vapor y, por otro, la presión total, que es un constante ya calculada en el estudio del evaporador.

### 3. ESTUDIO TEÓRICO DE LA ENTRADA DE AIRE A LA INSTALACIÓN

Por último, en relación a la instalación de climatización de este caso de estudio particular, la otra alternativa de eficiencia energética con la que cuenta y que es preciso analizar es la diferenciación entre dos posibles entradas de aire. Véase la figura 3.30 donde se resalta la zona de estudio a tratar a continuación.

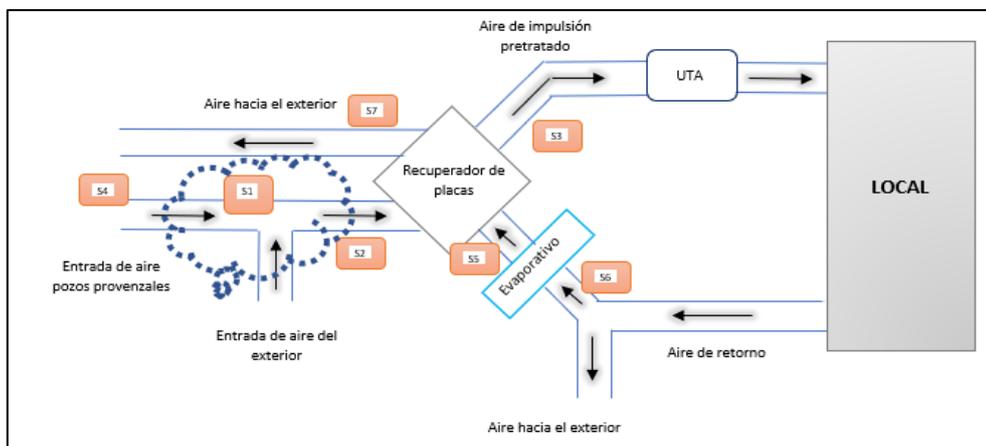


Figura 3.30. Esquema simplificado focalizado en la entrada de aire a la instalación de climatización de estudio.

Por un lado, la corriente de aire de ventilación que entra al recuperador puede proceder del plenum de distribución que se dispone a la salida de los pozos provenzales. En esta situación, dicha corriente ha transcurrido a través de los pozos que, como ya se expuso con anterioridad, son intercambiadores tierra-aire y por tanto en verano refrigeran y en invierno calientan el aire que circula por su interior.

Por otro lado, el aire de entrada al intercambiador puede proceder de una segunda entrada de aire directamente del exterior.

Las dos posibilidades son igualmente válidas, se usa una opción o la otra en función de cual se ajuste más a las condiciones de consigna impuestas en el interior del local.

Para su caracterización emplearemos las medidas experimentales registradas por los data loggers. Si bien es cierto, se ha de tener en cuenta que la entrada de aire procedente del exterior no se ha monitorizado, pero a continuación veremos las razones que justifican esta acción.

Las medidas experimentales obtenidas mediante las sondas nº4 y nº1 se registran con el objeto de poder caracterizar el intercambiador tierra-aire. De este modo, si se elige suministrar aire a la instalación procedente de los pozos provenzales, entonces las medidas de las sondas nº1 y nº2 coincidirían.

En contraposición, cuando el aire entra del exterior lo único que sabemos es que las medidas de las sondas nº2 y nº1 no coinciden. Cuando esto ocurre, se puede afirmar que el aire proviene del exterior y entonces las condiciones de temperatura y humedad de la entrada del exterior coinciden con las de la sonda nº2.

De este modo, ya conoceríamos, sin haber monitorizado la entrada del exterior, sus condiciones climáticas cuando se selecciona esta entrada de aire para la instalación. Luego se comprueba que no es necesario monitorizar dicha entrada.

En realidad, la instalación trabaja con un comparador de temperaturas que selecciona la corriente de aire que más interesa en base a la demanda del edificio. A través de este estudio se determinará cuál es la opción más elegida en cada momento y con ello ver, a lo largo de la segunda parte del estudio, qué ahorros se obtienen con el intercambiador tierra-aire.

### **3.3.2. Análisis teórico relativo al estudio energético**

Para la realización del estudio energético del presente trabajo, se ha decidido proponer un modelo de cálculo que permite conocer el ahorro

asociado a cada uno de los dispositivos que se consideran soluciones a la reducción del consumo energético en edificios.

Con esta metodología de cálculo a emplear se permite conocer los ahorros que garantizan cada uno de los equipos individualmente, pero también se puede obtener con facilidad el ahorro de la instalación completa en su conjunto.

De este modo, a continuación, se expondrán de forma secuenciada los diferentes pasos de cálculo que constituyen este modelo de estudio junto con la explicación de las hipótesis establecidas.

## 1. OBTENCIÓN DE LAS POTENCIAS CALORÍFICAS

La potencia calorífica se obtiene directamente con el empleo de la ecuación (Ec.3.11) que se presenta a continuación:

$$Q = q \cdot \rho \cdot C_{pa} \cdot \Delta T \text{ [W]} \text{ (Ec.3.11)}$$

Donde:

q – Caudal [m<sup>3</sup>/s]

ρ – Densidad del aire [kg/m<sup>3</sup>]

C<sub>pa</sub> – Calor específico del aire a presión constante [J/kg·K]

ΔT – Variación de temperatura [°C o K]

El empleo de dicha ecuación lleva consigo diferentes aspectos a tratar. En cierta medida, el principal problema se constituye sobre el cálculo del caudal, puesto que la densidad y el calor específico adoptan valores constantes y la diferencia de temperatura se obtiene del proceso de monitorización llevado a cabo. Sin embargo, en lo respectivo al caudal no se tiene ninguna medida ni se ha monitorizado.

En relación a este último aspecto, se ha decidido recurrir a investigaciones previas que se han llevado a cabo acerca de esta instalación de climatización concreta. De este modo, Rey et al [32] publicaron en 2018, en el Congreso de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF), un estudio donde se evaluaba el diseño y la caracterización del intercambiador tierra – aire de la instalación de climatización del Edificio LUCIA. En dicha publicación se exponen los resultados correspondientes a las mediciones de caudal que se hicieron sobre los tubos del intercambiador tierra – aire. Ello permite hacer una estimación del caudal promedio que sale por cada uno de los tubos, 250 m<sup>3</sup>/h.

En dicha publicación, se establece que el caudal de entrada de aire total a la instalación, teniendo en cuenta que hay 52 tubos, va a ser de 13.000 m<sup>3</sup>/h o 36,11 m<sup>3</sup>/s. Asimismo, se adoptará que el caudal de retorno también adquiere dicho valor.

Se trabajará con este caudal constante en todo momento. Aunque los ventiladores de impulsión y retorno de la instalación son de caudal variable, se justifica esta primera hipótesis en base a que son los valores medios medidos experimentalmente obtenidos de la publicación de Rey et al.[32]. En cualquier caso, el caudal viene fijado por otros criterios que no siempre están relacionados con parámetros energéticos, por lo que los resultados proporcionados en cuanto a contribuciones acerca del ahorro energético de los diferentes elementos que intervienen en el pretratamiento del aire de ventilación antes de entrar a la UTA, no variarían si se modificara el caudal utilizado en los cálculos.

Una vez especificado el modo de afrontar el cálculo de la potencia calorífica, se van a presentar los diferentes cálculos de potencias que permitirán calcular las correspondientes asociadas a cada equipo de los que consta la instalación de preacondicionamiento del aire de ventilación.

#### A) Potencia calorífica sin la instalación de pretratamiento de aire

Para calcular cuál sería la potencia calorífica demandada por el edificio en el caso de que el mismo no tuviese instalación de pretratamiento del aire. Es decir, en realidad se aporta el cálculo de la potencia que habría de aportar la UTA para satisfacer la demanda en el interior del local si no hubiera preacondicionamiento.

Este cálculo se obtendrá con el uso de la ecuación (Ec.3.12), pero adaptado a esta situación en particular, siendo, por tanto, la ecuación real de cálculo la siguiente.

$$Q_{SinPretratamiento} = 36,11 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (T_{exterior} - T_{referencia}) \text{ [W]} \\ \text{(Ec.3.12)}$$

Para completar el cálculo se ha de tener en mente cómo se establecen las temperaturas asociadas al exterior y la llamada temperatura de referencia.

En lo correspondiente a la temperatura del exterior, se empleará la aportada por la sonda n°1 siguiendo el procedimiento de cálculo expuesto con anterioridad en la descripción del análisis teórico de la en la evaluación de la entrada de aire.

Por su parte, la temperatura de referencia que es la temperatura obtenida después de la UTA y que oscila entre 20 y 26°C, tal y como se ha explicado en la descripción de la instalación, se ha adoptado como hipótesis tomarla como un valor fijo de 21°C. Se ha decidido adoptar este valor por las siguientes dos razones:

- ✓ Esta temperatura no adopta un valor fijo. No obstante, no se ha registrado durante el proceso de monitorización lo que hace que no se pueda trabajar con los valores instantáneos porque son desconocidos. Luego necesariamente ha de adoptar un valor fijo.
- ✓ En verano, al demandar frío todas las salas del Edificio LUCIA, esta temperatura se requiere que sea lo más cercana a 20°C para así reducir el consumo de los fan-coils encargados de la climatización de cada sala. Por ello trabajaremos con 21°C como temperatura de referencia, que permite mantener las condiciones de confort en el interior de los edificios, sin provocar corrientes de aire en los difusores que resulten demasiado frías para los ocupantes.

B) Potencia calorífica para la evaluación del ahorro aportado por los pozos provenzales

Siguiendo un orden en relación a la dirección que lleva el aire por la instalación, el siguiente cálculo de potencia que se presenta es el que tiene lugar en los pozos provenzales.

En este caso, la aplicación de la ecuación (Ec.3.13) es más inmediata puesto que el problema que se presentaba en el cálculo de potencia anterior ya no tiene lugar. De este modo, la potencia calorífica ahorrada en los pozos provenzales, cuando el aire entra por ellos, se obtiene con la siguiente ecuación.

$$Q_{\text{Pozos Provenzales}} = 36,11 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (T_{\text{sonda } n^{\circ}4} - T_{\text{sonda } n^{\circ}1}) \text{ [W]}$$

(Ec.3.13)

C) Potencia calorífica para la evaluación del ahorro en el enfriador evaporativo y el recuperador de placas

La siguiente evaluación del ahorro está asociada tanto al recuperador como al evaporador de la instalación. Para ello, el modo en que se va a proceder es primeramente evaluar en conjunto la potencia calorífica asociada al recuperador y evaporador. Ello se consigue empleando las mismas constantes, de caudal, calor específico y densidad que, en los anteriores casos, las medidas

de temperaturas registradas con las sondas nº2 y nº6 y con la eficiencia del recuperador calculada con lo expuesto en la evaluación del funcionamiento del intercambiador de calor de placas.

Puesto que la eficiencia de recuperación no es constante y en los periodos de arranque y paradas adopta valores no fiables, debido a las inercias térmicas del equipo, se ha decidido trabajar con el promedio de las eficiencias de recuperación, para cada semana en concreto, durante el periodo de funcionamiento del recuperador en estacionario. Esta hipótesis hace que la ecuación de trabajo sea la siguiente.

$$Q_{Evaporador+Recuperador} = 36,11 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (T_{sonda\ n^{\circ}2} - T_{sonda\ n^{\circ}5}) \cdot \bar{\epsilon}_{estacionario} \text{ [W]} \text{ (Ec.3.14)}$$

La ecuación (Ec.3.14) nos permite calcular la potencia necesaria asociada al recuperador y el evaporador en conjunto. Para obtener la correspondiente al recuperador individualmente, se sigue trabajando con la hipótesis de eficiencia promedio en estacionario y el único cambio a considerar sería emplear la temperatura registrada por la sonda nº6. De este modo, no se tiene en cuenta la capacidad de refrigeración de la corriente de retorno del evaporador y la ecuación queda del siguiente modo.

$$Q_{Recuperador} = 36,11 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (T_{sonda\ n^{\circ}2} - T_{sonda\ n^{\circ}6}) \cdot \bar{\epsilon}_{estacionario} \text{ [W]} \text{ (Ec.3.15)}$$

Por último, con los cálculos aportados por las ecuaciones (Ec.3.14 y Ec.3.15), la potencia calorífica requerida por el evaporador se obtiene directamente por diferencia.

$$Q_{Evaporador} = Q_{Evaporador+Recuperador} - Q_{Recuperador} \cdot \text{ [W]} \text{ (Ec.3.16)}$$

## 2. CÁLCULO DE LA ENERGÍA AHORRADA

La segunda parte concerniente al estudio energético se centra en la obtención de la energía requerida por cada equipo individual o la instalación en su conjunto. Este cálculo energético se obtiene inmediatamente una vez obtenidas las potencias caloríficas requeridas en cada situación teniendo en cuenta que ambas magnitudes están relacionadas directamente mediante la ecuación (Ec.3.17)

$$Potencia = \frac{Energía}{Tiempo} \text{ (Ec. 3.17)}$$

Teniendo en cuenta que el estudio se ha subdividido por semanas y las medidas de las sondas se han programado cada minuto, la unidad temporal

necesaria para el cálculo de la energía por semana asociada a cada elemento o la instalación en general será de 10.080 minutos.

Acorde con ello, a continuación, se exponen las ecuaciones (Ec. 3.18-3.22) que nos darán las energías requeridas.

$$E_{SinPretratamiento} = Q_{SinPretratamiento} \cdot \frac{10080}{60} \cdot \frac{1}{10^6} \text{ [MJ]} \text{ (Ec.3.18)}$$

$$E_{Pozos Provenzales} = Q_{Pozos Prvenzales} \cdot \frac{10080}{60} \cdot \frac{1}{10^6} \text{ [MJ]} \text{ (Ec.3.19)}$$

$$E_{Evaporador+Recuperador} = Q_{Evaporador+Recuperador} \cdot \frac{10080}{60} \cdot \frac{1}{10^6} \text{ [MJ]} \text{ (Ec.3.20)}$$

$$E_{Recuperador} = Q_{Recuperador} \cdot \frac{10080}{60} \cdot \frac{1}{10^6} \text{ [MJ]} \text{ (Ec.3.21)}$$

$$E_{Evaporador} = E_{Evaporador+Recuperador} - E_{Recuperador} \text{ [MJ]} \text{ (Ec.3.22)}$$

### 3. PORCENTAJE DEL AHORRO ENERGÉTICO

Una vez obtenidos los resultados correspondientes a la energía ahorrada por cada una de las alternativas de reducción de consumo en edificación de este caso de estudio, se obtendrán los porcentajes de ahorro correspondientes a cada una de ellas.

El porcentaje se evalúa mediante el cociente de la suma de la energía ahorrada por cada alternativa y la energía que se consumiría si no se hubiesen instalado cada una de estas.

Cabe destacar que el cálculo se llevará a cabo de modo global puesto que se pretende dar una visión del ahorro asociado al funcionamiento de la instalación durante el verano. Entre otras razones porque algunas alternativas que se estudian solo desarrollan su función durante esta época del año. Este procedimiento no tiene lugar en la primera parte de este estudio porque al dividir por semanas se extrae mayor cantidad de información sobre el modo de trabajo de cada equipo.

Esta secuenciación de cálculos que se ha presentado dará como resultado el porcentaje de ahorro total a lo largo del verano de cada una de las alternativas destinadas a la reducción de consumos energéticos en edificación

lo cual contribuye a cumplir los objetivos propuestos en el presente trabajo fin de grado.

## 4. DISCUSIÓN Y RESULTADOS

---

En este capítulo se presentan los resultados junto con la discusión de los mismos. Como ya se ha expuesto en el análisis teórico se distinguen con claridad las diferentes vías de estudio en que se ha centrado esta investigación. De este modo, para completar el presente capítulo, se seguirá la misma estructura expuesta en la presentación del caso de estudio.

### 4.1. RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

En esta primera parte, se tiene por objeto exponer los resultados obtenidos del estudio del funcionamiento del evaporador y recuperador junto con la caracterización de la entrada de aire a la instalación.

Este caso de estudio, como ya se ha mencionado, se ha llevado a cabo durante un total de doce semanas comprendidas en los meses de julio, agosto y septiembre del año 2019.

La duración del proceso de monitorización ha sido durante todo el verano de 2019 para garantizar uno de los objetivos propuestos en el presente trabajo, que es determinar el modo de funcionamiento y la justificación de la presencia de un dispositivo de refrigeración evaporativa en este tipo de instalaciones tal y como se establece en la normativa. La monitorización se ha realizado con intervalos de un minuto, buscando tener una precisión elevada. No obstante, trabajar con un tiempo de monitorización reducido, en lo relacionado con la presentación de resultados, genera dos efectos, que son:

- Por un lado, el número de datos registrados por los equipos de medida alcanza una magnitud que genera la necesidad de presentar los resultados gráficamente puesto que permitirá dar una interpretación más práctica.
- Por otro lado, con este trabajo se pretenden alcanzar varios objetivos, lo que provoca que los resultados a presentar sean elevados. No obstante, si volvemos a centrar la atención en el funcionamiento y caracterización del evaporativo, surge como necesidad el seleccionar una semana donde se pueda analizar con detalle y de este modo ser capaces de extraer unas determinadas conclusiones.

Atendiendo a estas premisas, los resultados gráficos que se han decidido incluir para cumplir con los objetivos del proyecto son los correspondientes a la

semana 3 de la numeración que se ha hecho en esta investigación, la cual comprende los días del 15 al 22 de julio de 2019. Concretamente, se ha decidido seleccionar esta semana por los dos siguientes motivos:

- ✓ En relación a las condiciones climáticas del verano de 2019, esta semana representa la situación más común y que es de esperar en el clima de Valladolid: días caluros y muy secos con noches más frías.
- ✓ El edificio de estudio se encuentra con plena ocupación. Los usuarios aún no disfrutaban de su correspondiente periodo vacacional. Ello permite que la carga del edificio sea la que se acostumbra a tener en las situaciones más normales durante el verano.

A pesar de que la presentación y discusión de resultados se centre en lo ocurrido a lo largo de esa semana, se añadirán algunos resultados, correspondientes a cada uno de los dispositivos, característicos que se han extraído de la presente investigación. Y, además, podrán observarse todos los resultados del resto de semanas, obtenidos del tratamiento de datos aportados por los data loggers, en los anexos adjuntos que se recogen al final del documento. Se introducirán aquellas gráficas de las cuales en este presente capítulo se extraiga información relevante para la investigación.

#### **4.1.1. Funcionamiento de la instalación: Enfriador evaporativo**

Como paso previo a la presentación de los resultados obtenidos tras el desarrollo de los cálculos expuestos en el análisis teórico, se presentarán las figuras 4.1 y 4.2 donde se observan los datos extraídos directamente de los equipos de medida situados a la entrada y salida del evaporador.

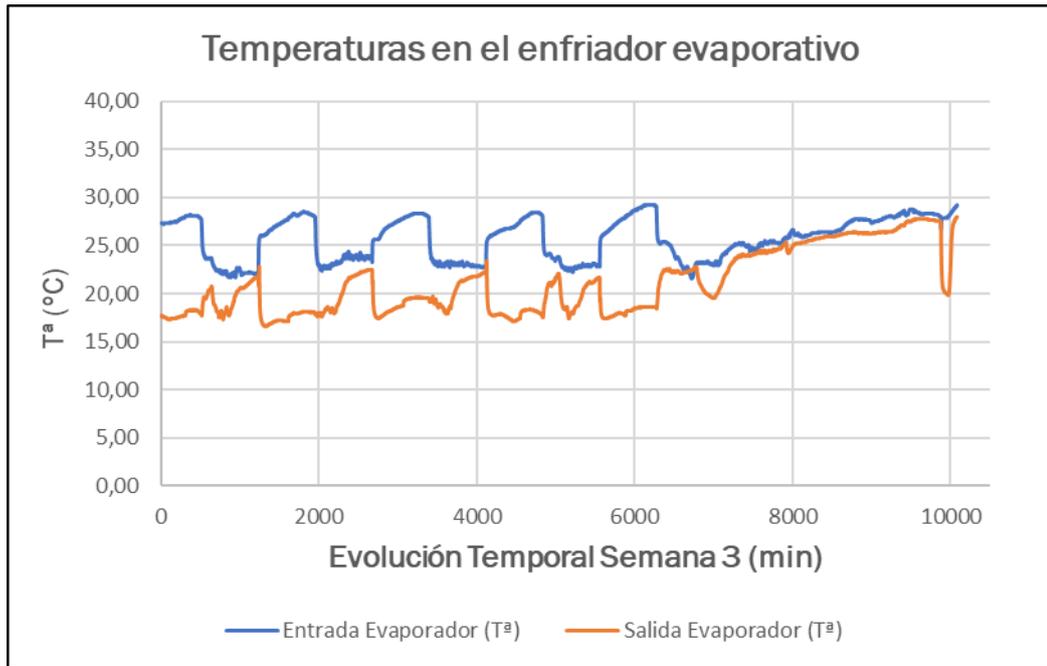


Figura 4.1. Evolución de temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 3 (15-22 de julio 2019).

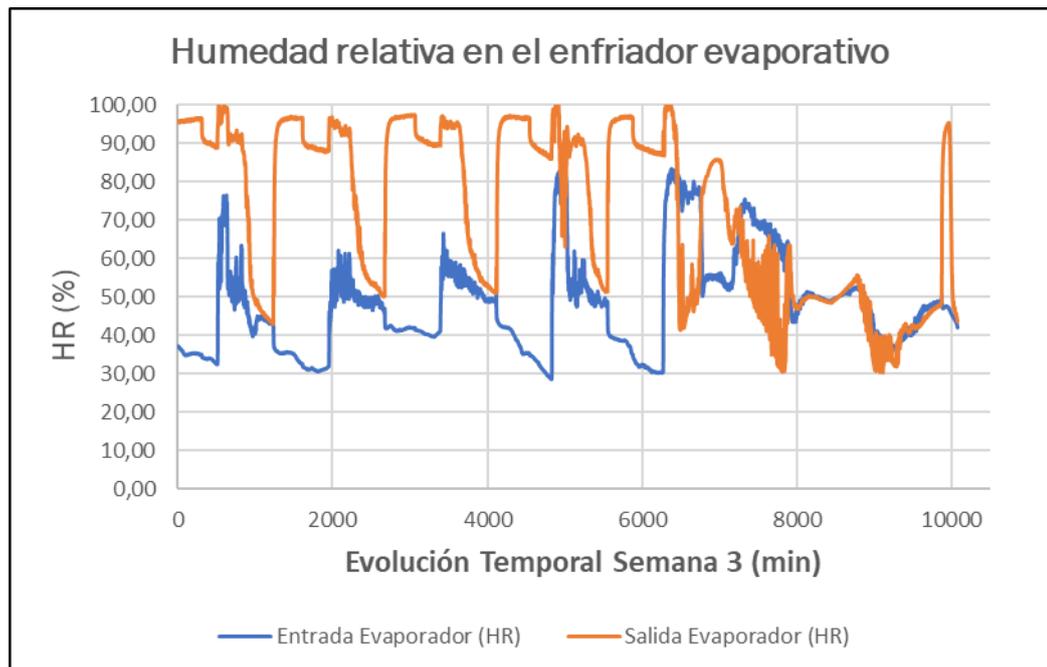


Figura 4.2. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 3 (15-22 de julio 2019).

A) ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

En lo correspondiente al funcionamiento del evaporativo, como se ha expuesto en el análisis teórico, el objetivo es identificar los momentos en que este equipo funciona y con qué eficiencia de humidificación lo hace. Para ello se presenta la figura 4.3.

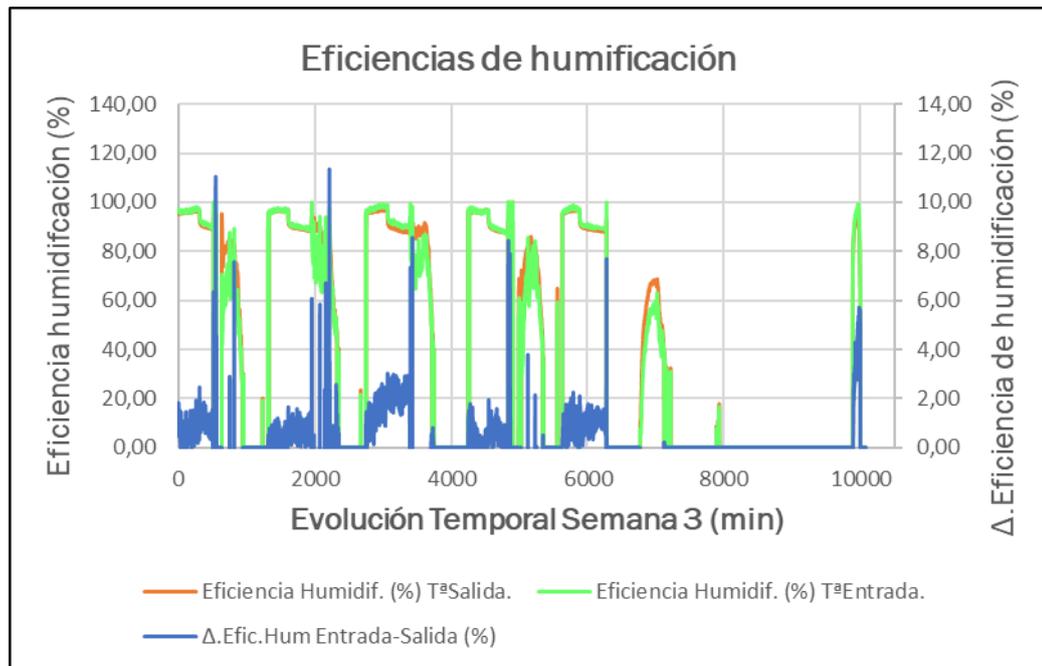


Figura 4.3. Eficiencia de humidificación a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019).

La figura 4.3 presenta las eficiencias de humidificación con las que trabaja el evaporativo. Para ello se han de cumplir los criterios presentados en el análisis teórico. Por eso cuando no se cumplen, las eficiencias caen hasta el 0%.

Se observan dos eficiencias, una de ellas calculadas con la temperatura de saturación adiabática a la entrada y, la otra, con la temperatura de saturación adiabática a la salida.

En el eje secundario se representa la diferencia entre ambas, se puede observar que no presentan diferencias significativas salvo en algunas situaciones concretas que se producen cuando el evaporativo deja de funcionar. El que las eficacias de humidificación se mantengan es consecuencia de que las temperaturas de saturación adiabática de las corrientes de aire que atraviesan el enfriador evaporativo son prácticamente iguales, lo que certifica que el enfriamiento que se produce en la corriente de aire de expulsión, sigue una evolución adiabática.

Asimismo, la figura 4.3 refleja que el funcionamiento del evaporativo en estacionario, que es donde se integra este caso de estudio, es bastante estable y las eficiencias con las que trabaja son considerablemente elevadas. El promedio de las mismas oscila entre el 82% si se considera la temperatura de saturación adiabática a la entrada y, el 84,2% si se calcula la eficiencia de humidificación con la temperatura de saturación de la salida. La figura 4.3 muestra las eficiencias de humidificación empleando una temperatura de saturación u otra y se observa que los promedios son muy similares, porque las diferencias, que se representan en el eje secundario, son pequeñas, inferiores al 5% durante los periodos estacionarios.

En relación a la decisión acerca del empleo de una temperatura u otra, la figura 4.3 muestra que los resultados son muy similares. No obstante, como criterio de decisión se va a emplear la temperatura de saturación adiabática a la entrada, porque es la que se utiliza en la definición estricta de la eficacia de humidificación, es esta temperatura la que marca la evolución adiabática del proceso y cualquier variación, aunque pequeñas, en la temperatura de saturación adiabática de la corriente de salida respecto a la de entrada puede ser consecuencia de aportes de energía externos al sistema que no se han considerado.

Además, en la figura 4.3 se pueden observar los periodos en los que el sistema de enfriamiento evaporativo funciona, destacando el periodo comprendido entre las 10:30H y las 20:30H durante los días de diario. Por las noches, la instalación de climatización aprovecha el modo free-cooling y, durante el fin de semana, no arranca en ningún momento puesto que el edificio no está ocupado, luego la demanda que tiene que cubrir la instalación es nula.

Cabe destacar cómo, al final de la gráfica, se observa que el sistema ya está trabajando, lo cual es debido al periodo seleccionado entre semanas. Es decir, al haber escogido como inicio de semana el lunes 15 de julio de 2019 a las 11:30 H, el último incremento de la eficiencia se corresponde con el lunes 22 de julio de 2019 a las 11:00H cuando, normalmente, el evaporativo vuelve a estar de nuevo funcionando.

Por último, indicar que como resultado interesante se puede observar cuánto es capaz de humidificar el enfriador evaporativo la corriente que lo atraviesa. La figura 4.4 muestra la humedad específica tanto a la entrada como a la salida y la diferencia entre ambas cuando el evaporativo funciona. Este equipo es capaz de incrementar, en promedio y durante esta semana de estudio,  $3,6 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ .

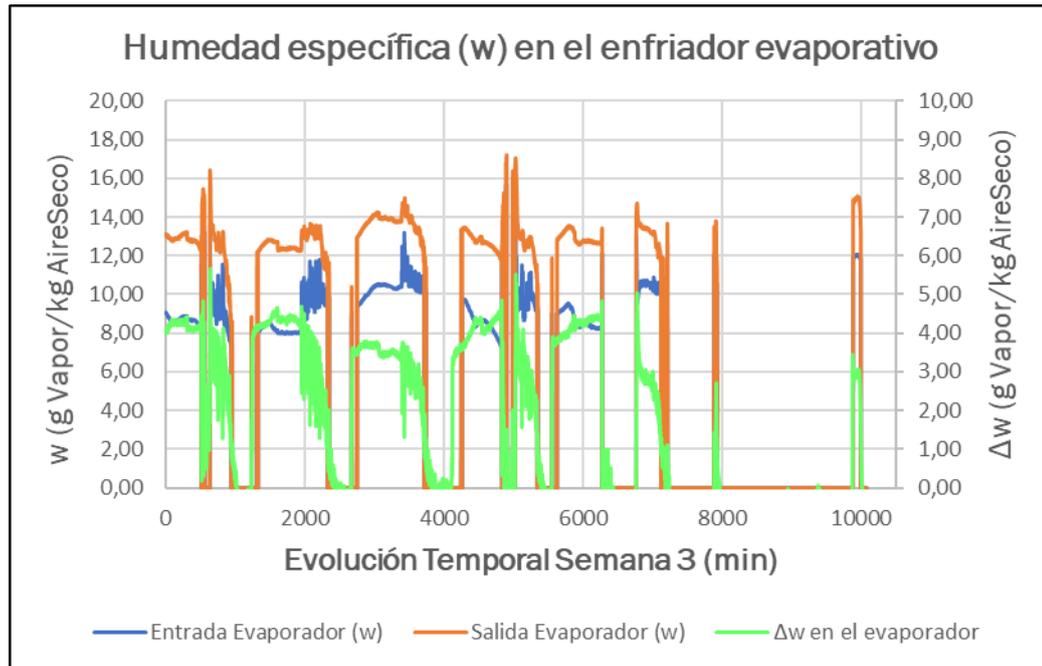


Figura 4.4. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

Los resultados extraídos de la semana 3 son lo más característicos y representan el comportamiento de la instalación durante las semanas en que el evaporativo arranca. Es decir, este comportamiento es muy similar al que tiene lugar durante las semanas 1, 2, 4, 8 y 9, modificándose, consecuentemente, los valores en función de las condiciones climáticas.

Sin embargo, el resto de semanas no se ajusta a este modo de comportamiento por dos motivos:

- Por un lado, durante las semanas 5, 6 y 7 la carga del edificio es pequeña e incluso nula. Se corresponde con un periodo vacacional donde, como no hay personas en el edificio, o bien está parada la instalación o la demanda de frío es muy baja y por ello, no es representativa para analizar el interés del evaporativo. Se toma como muestra de ello la semana 6 (5-12 de Agosto). Las figuras 4.5 – 4.6 presentan variaciones de temperaturas y humedades específicas muy reducidas, lo que provoca que la eficiencia de humidificación (véase figura 4.7) caiga al 0%, porque no está funcionando el sistema. Ello puede contrastarse en la figura 4.7 donde todo el rato la eficiencia de humidificación es nula menos al final de la figura, que representa el lunes por la mañana y el equipo ya empieza a trabajar.

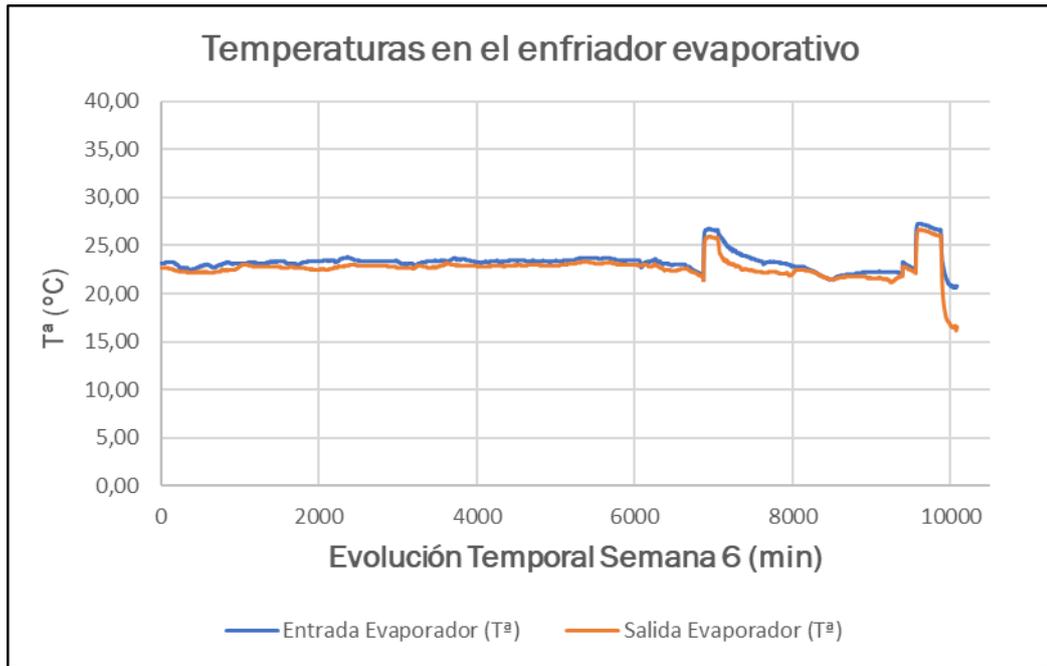


Figura 4.5. Evolución de temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 6 (5-12 de agosto 2019).

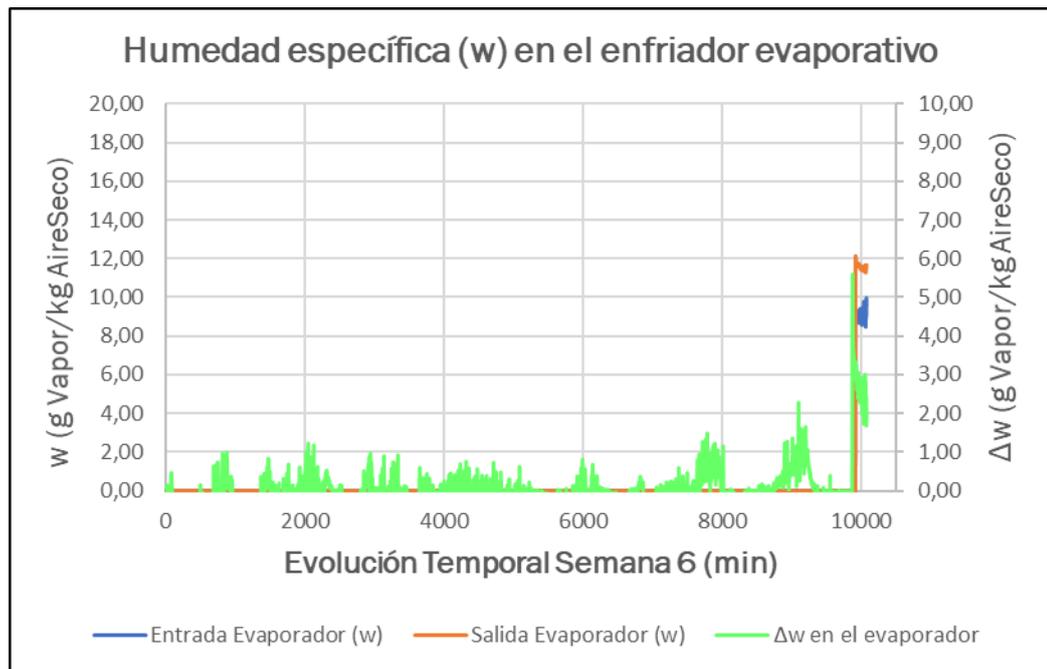


Figura 4.6. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas durante la semana 6 (5-12 de agosto de 2019).

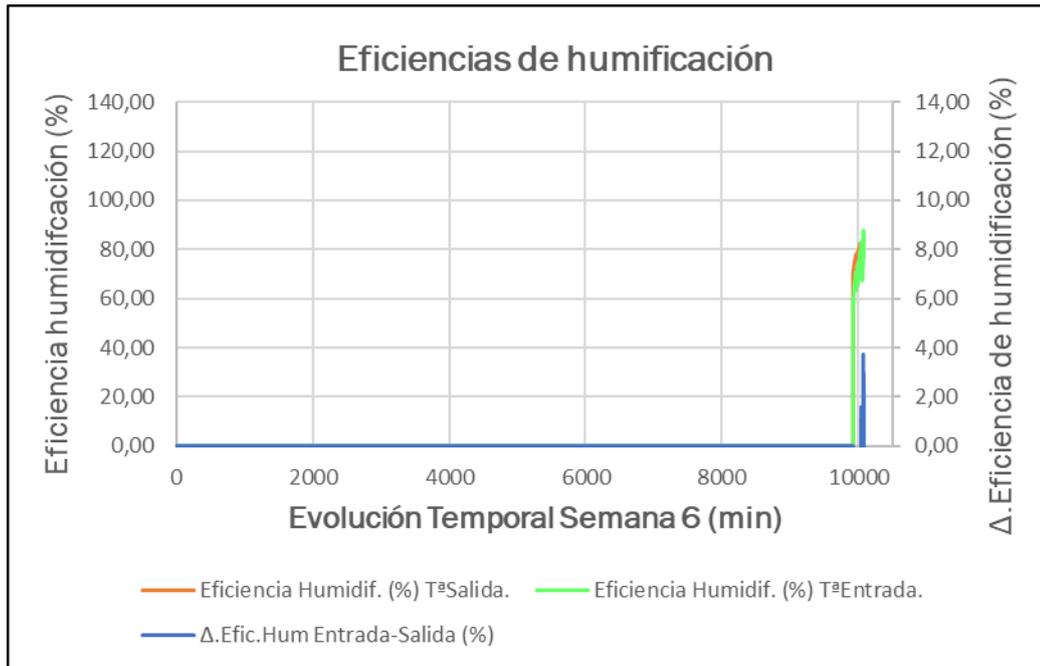


Figura 4.7. Eficiencia de humidificación a lo largo de la semana 6 (5-12 de agosto 2019).

- Y, por otro lado, las semanas 10, 11 y 12 están enmarcadas en el mes de septiembre. En este caso, las condiciones climáticas ya no son condiciones puramente veraniegas y ello hace que la demanda de frío se vaya reduciendo considerablemente. Se empieza a apreciar el modo de funcionamiento de la instalación en condiciones de invierno. (Recuperación de calor en modo calefacción sin funcionamiento del evaporador). En esta segunda situación, tomando como ejemplo la semana 12 (16-23 de septiembre), las figuras 4.8 - 4.9 muestran cómo las variaciones de temperatura y humedad en el evaporador no son representativas para asegurar que este equipo esté funcionando, salvo en algunos momentos puntuales, como se aprecia en la figura 4.10, donde se muestran eficacias de humidificación distintas al 0% solo en esas situaciones puntuales.

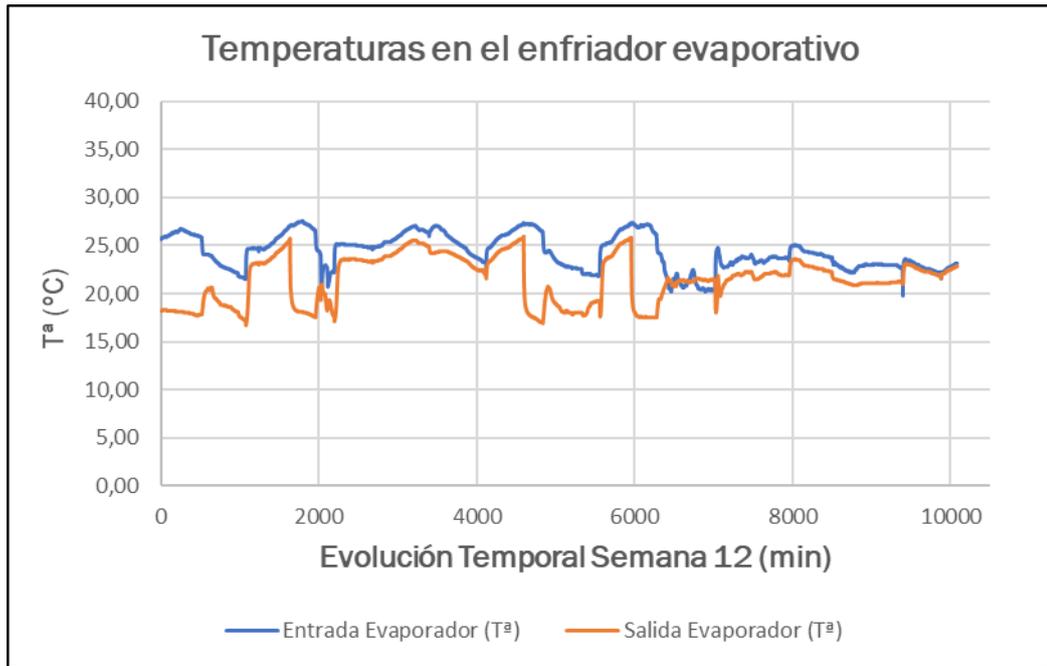


Figura 4.8. Evolución de temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo durante la semana 12 (16-23 de septiembre 2019).

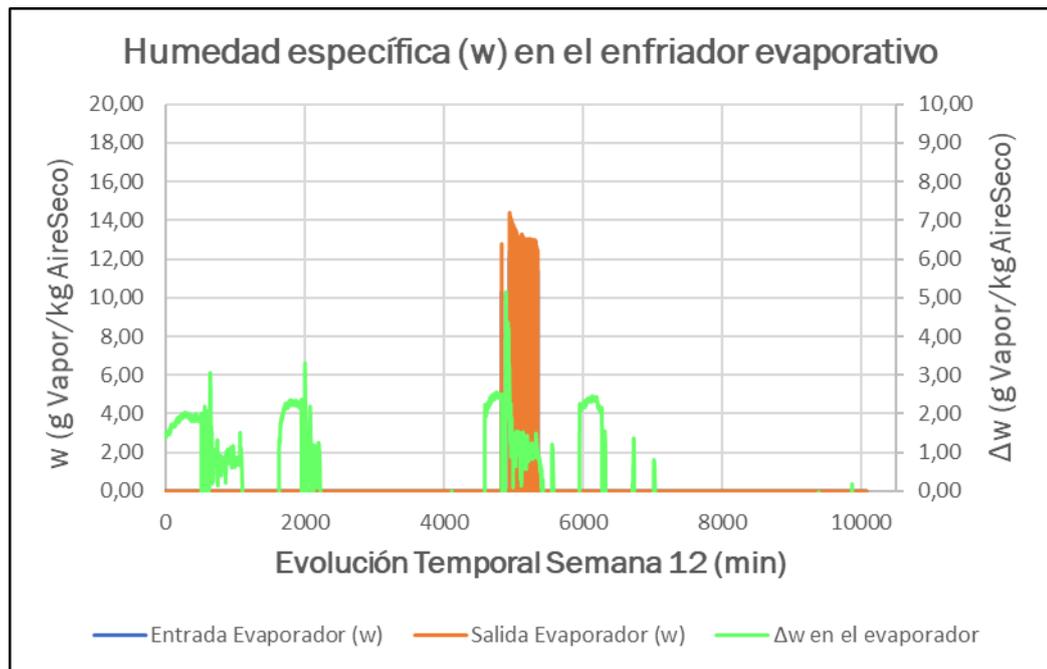


Figura 4.9. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas durante la semana 12 (16 - 23 de septiembre de 2019).

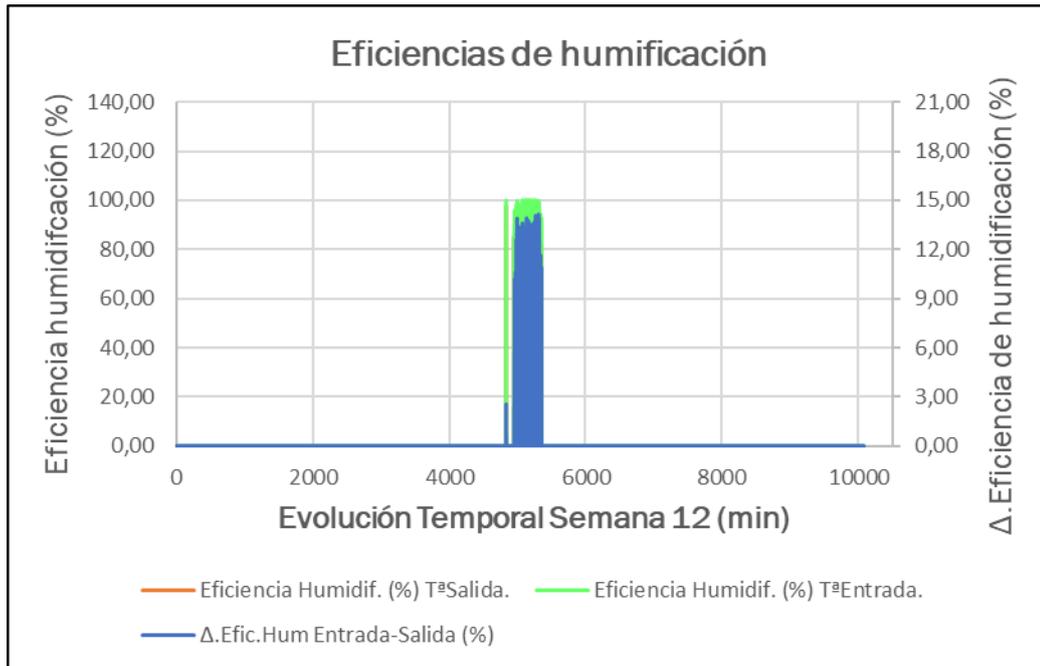
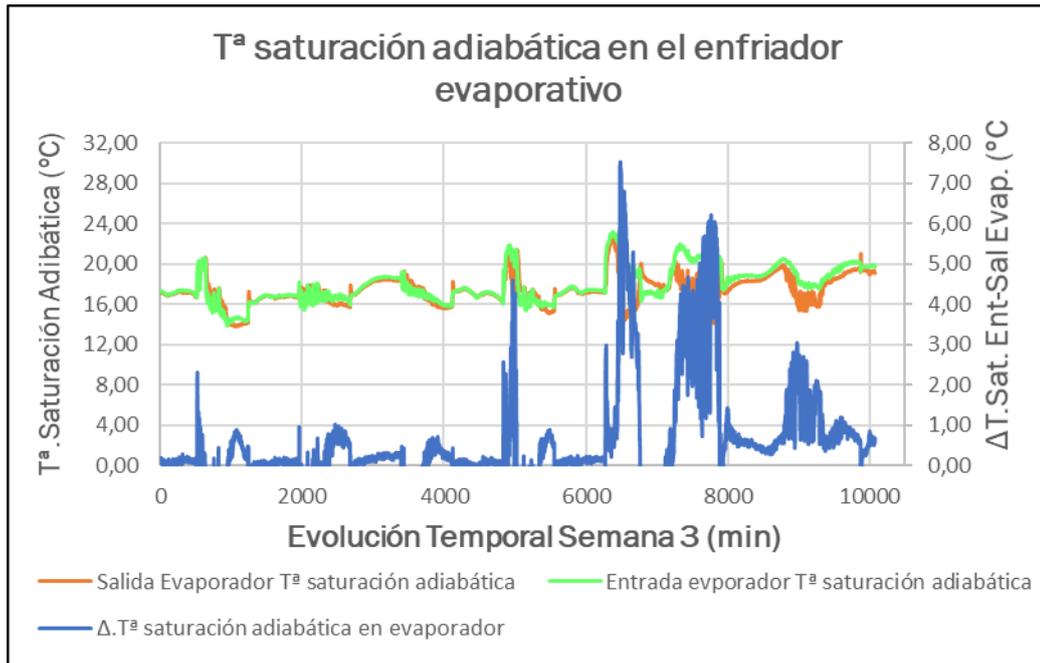


Figura 4.10. Eficiencia de humidificación a lo largo de la semana 12 (16 -23 de septiembre 2019).

#### B) Caracterización del modo de operación del enfriador evaporativo.

Este sistema acostumbra a trabajar como un equipo con una evolución adiabática del aire, donde la energía utilizada para el enfriamiento del aire, se utiliza en el incremento en el contenido de su humedad específica. Las figuras 4.11 – 4.14 representan dos razones que permitirán analizar si, este enfriador evaporativo en concreto, funciona acorde a como se espera o, por el contrario, presenta un comportamiento anómalo o inesperado.

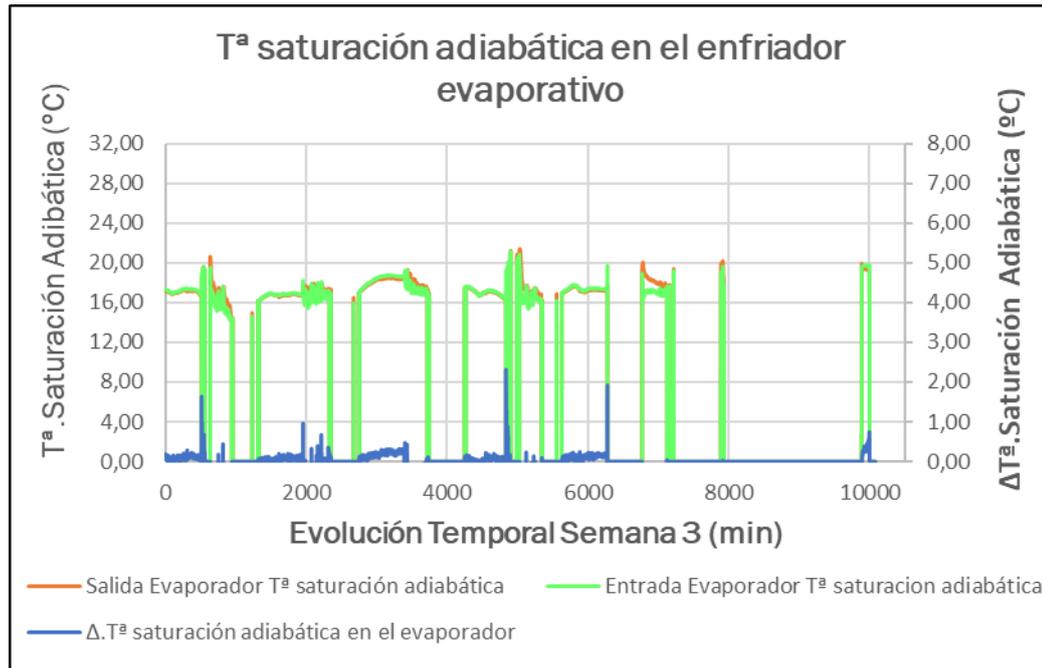
En primer lugar, nos centraremos en el primer criterio que se impuso como comprobación de la adiabaticidad del sistema: mantenimiento de la temperatura de saturación adiabática. Hay que tener en cuenta también que, la precisión en la medida de la temperatura y humedad relativa de los data loggers, afecta directamente en el cálculo de los valores de temperatura de saturación adiabática de las corrientes cuyo análisis se realiza a continuación.



*Figura 4.11.* Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019).

Un funcionamiento ideal del evaporativo se reflejaría en la figura 4.11 haciendo que coincidan las temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida. La figura 4.11 muestra que existen diferencias entre ambas temperaturas a lo largo de esta semana. De hecho, se observa que hay ciertos estados temporales de la semana donde las diferencias pueden llegar a ser hasta de 7,5 °C.

Para poder dar una interpretación a estos resultados, se representa en la figura 4.12 las temperaturas de saturación a la entrada y salida del evaporador, pero solamente cuando el dispositivo funciona, es decir, cuando se cumplen los tres criterios de funcionamiento explicados en el análisis teórico. Esto asegura que hay un flujo de aire a través del enfriador evaporativo.



*Figura 4.12.* Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019).

Como se puede observar analizando la figura 4.12, el comportamiento ahora es totalmente distinto. Las diferencias son considerablemente más reducidas y los picos máximos representan temperaturas de 1,5°C y se producen cuando el evaporador está parando su funcionamiento, donde el comportamiento ya no es estacionario y los resultados son consecuencia de las inercias térmicas del sistema. De este modo, se verifica que, según se estableció en los criterios utilizados para el análisis del sistema, el enfriador evaporativo funciona adiabáticamente. Es decir, las diferencias de temperatura de saturación entre la entrada y salida son inferiores a 1°C en el modo de operación en régimen estacionario.

El hecho de que el evaporativo funcione adiabáticamente representa la clave del buen funcionamiento del mismo. En este sentido, para verificar que el análisis es adecuado, se utiliza como segunda comprobación la comparación de la entalpía específica entre ambas corrientes, donde teóricamente las entalpías específicas a la entrada y salida del mismo deben coincidir. En la figura 4.13 se muestran los valores de entalpía específica y la variación de esta propiedad entre la entrada y la salida.

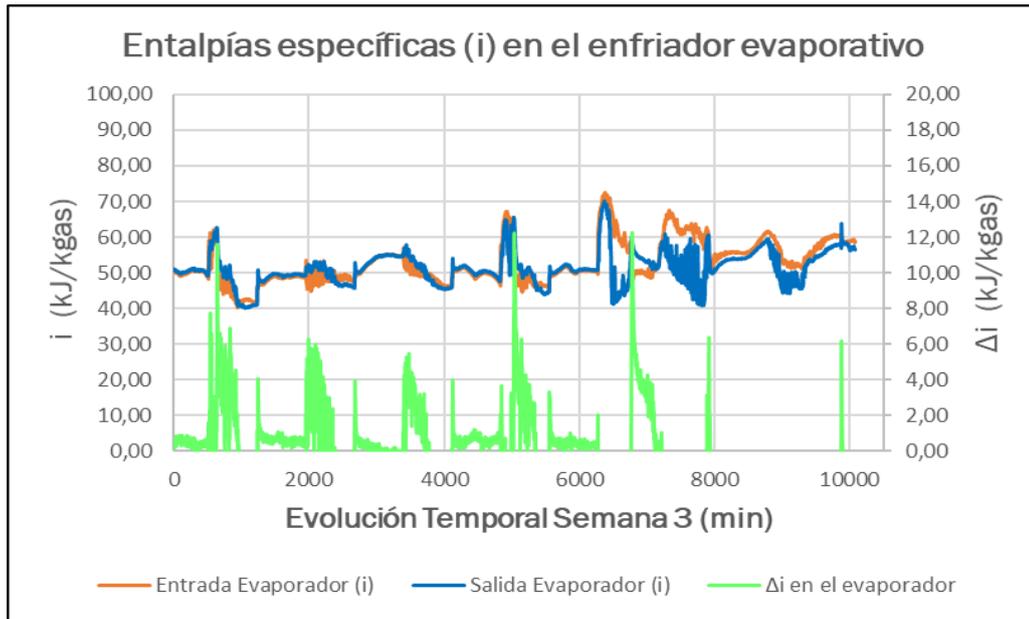


Figura 4.13. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019).

La figura 4.13, nuevamente, muestra un comportamiento considerablemente alejado de lo expuesto a nivel teórico. Sin embargo, y al igual que se hizo anteriormente, si se analizan solo los datos, utilizando los criterios establecidos, donde el sistema está funcionando, (ver figura 4.14), se observa que desaparecen las discrepancias entre los valores calculados de entalpía específica entre la entrada y la salida.

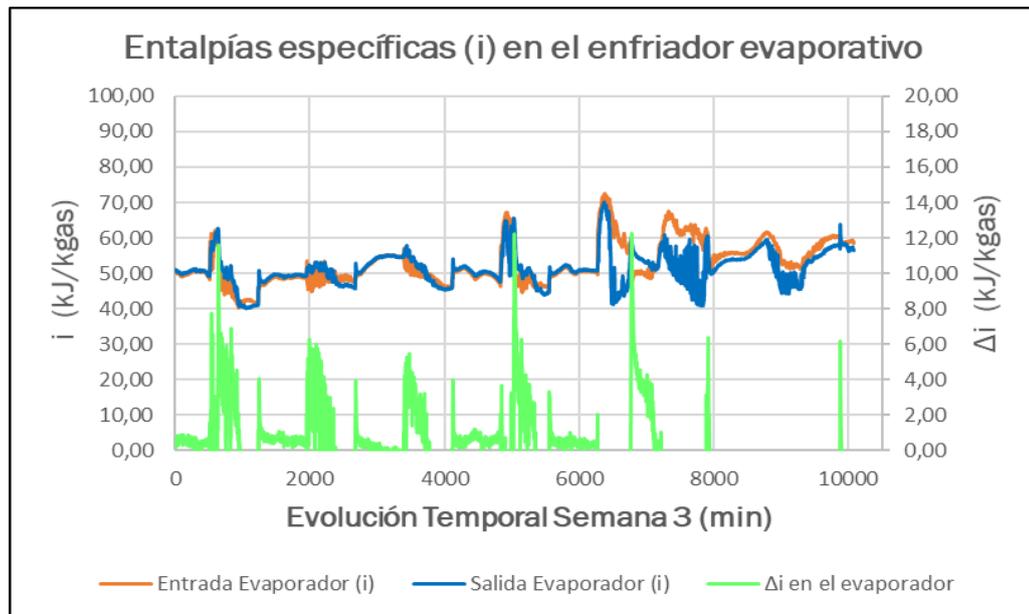


Figura 4.14. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio 2019).

La figura 4.14 aporta una visión incluso contraria a lo que se podría llegar a concluir analizando solo la figura 4.13. Aunque es cierto que existen notables variaciones de entalpía específica durante el funcionamiento, estas tienen lugar cuando el evaporativo ya lleva funcionando un cierto periodo de tiempo y va a pararse, donde puede ser que ya no circula aire porque se haya pasado a modo de funcionamiento en free cooling, donde las variables que se miden son las del espacio donde se encuentran colocadas las sondas, pero que se corresponden con masas de aire retenido, sobre todo después del enfriador evaporativo. No obstante, al comienzo de la puesta en marcha del equipo, una vez que el mismo se ha estabilizado, la entalpía específica sí que se mantiene prácticamente constante con variaciones entre la entrada y salida inferiores a un  $1\text{kJ}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ .

Una vez expuestos los resultados de las dos comprobaciones acerca de la adiabaticidad del sistema, se corrobora que el equipo sí que trabaja cumpliendo con una evolución adiabática, aunque es cierto que ello se cumple cuando el equipo está funcionando en régimen estacionario, que es realmente cuando es necesario realizar esta comprobación. Cuando no coinciden las temperaturas de saturación adiabática o de la entalpía específica, se debe esencialmente a que, o no está funcionando el sistema y se miden condiciones de aire estancado, o que las inercias en las arrancadas y paradas del sistema afectan sobre los valores calculados para ambas corrientes.

#### 4.1.2. Funcionamiento de la instalación: Recuperador

En lo que respecta al recuperador de la instalación de climatización objeto de estudio, se presenta a continuación los resultados obtenidos de la eficiencia de recuperación de este equipo, y verificar si el recuperador trabaja solo intercambiando calor sensible entre las corrientes que lo atraviesan.

A) ¿Cuándo funciona el recuperador? Eficiencia de recuperación.

En primer lugar, se presentan en las figuras 4.15 – 4.17, la evolución de las temperaturas de las corrientes de aire que atraviesan. Estas gráficas proceden directamente de las mediciones registradas por las sondas de medida y se presentan como paso previo a la evaluación de la eficiencia del recuperador para determinar cuándo se alcanzan las mayores o menores eficiencias de recuperación dependiendo de las temperaturas de los flujos de aire que intercambian energía.

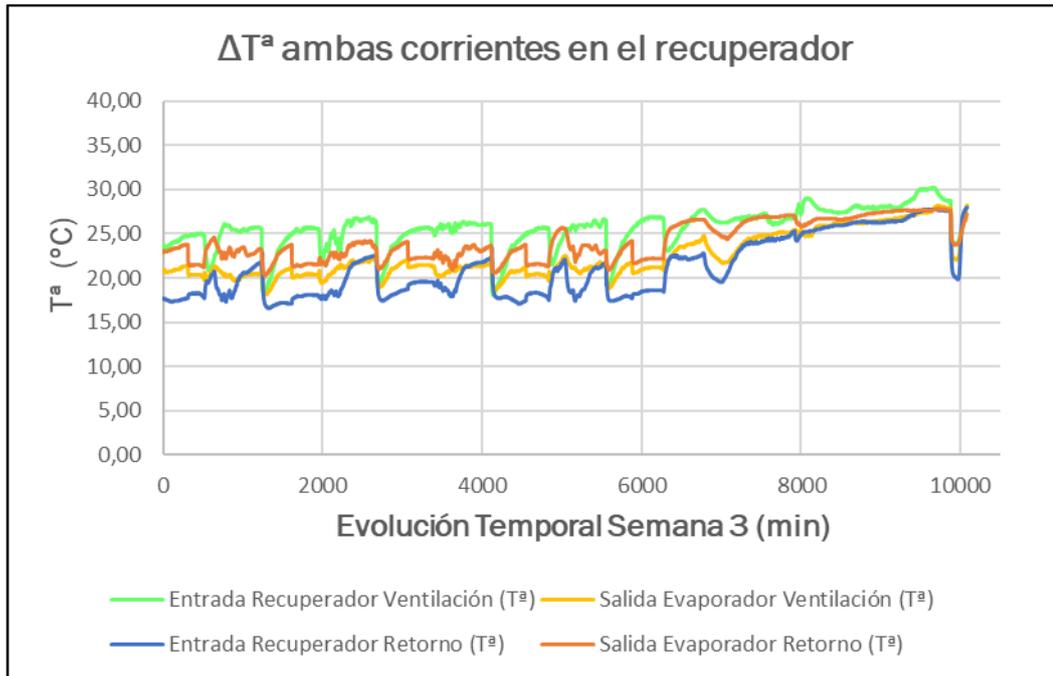


Figura 4.15. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

Puesto que en la figura 4.15 no se aprecia con claridad cuáles son los saltos térmicos asociados a cada una de las corrientes y es conveniente reflejarlo con claridad, para luego establecer relaciones con la eficiencia, se añaden las figura 4.16.

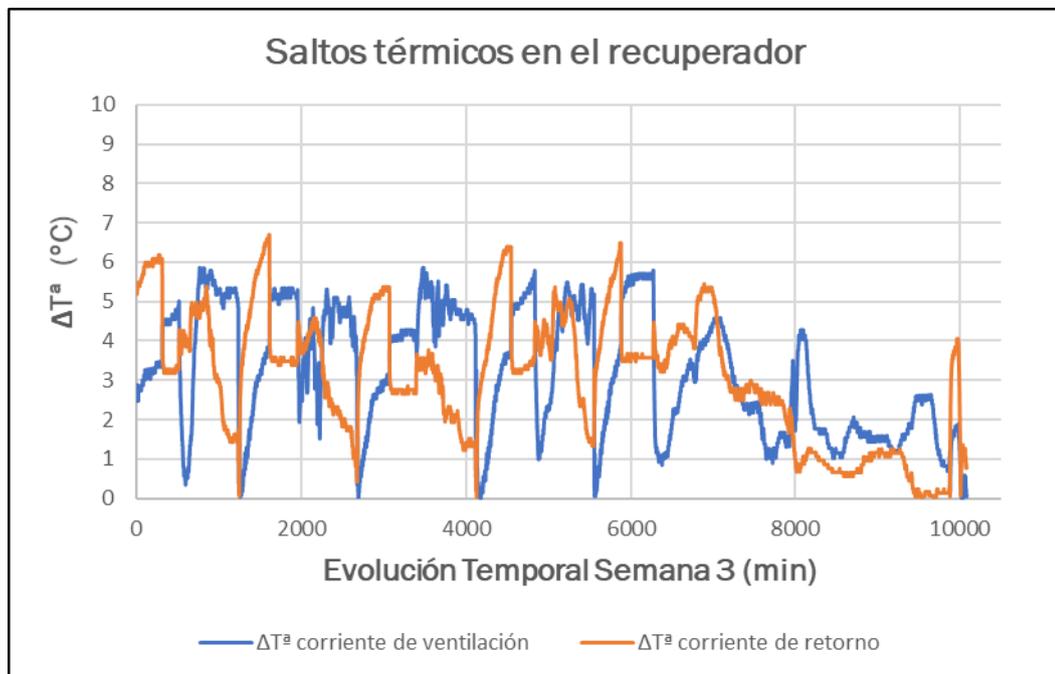


Figura 4.16. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

Antes de exponer los resultados relativos a la eficiencia de recuperación, es interesante resaltar cómo en la figura 4.16 se observa que se dan mayores saltos de temperatura en la corriente de retorno con respecto a la de ventilación. Esto es debido a que, dado que el edificio tiene que estar sobrepresionado para que todo el aire aportado se haga en condiciones controladas y no haya infiltraciones, obliga a que el flujo másico de la corriente de aire de retorno sea inferior a la del aire de ventilación, haciendo que la diferencia entre ambos flujos salga por exfiltración del edificio y que la corriente de aire de expulsión sea la corriente controlante, de menor tamaño térmico, que circula por el recuperador.

Una vez presentadas las gráficas de la evolución y las variaciones de temperatura de las corrientes que atraviesan el recuperador, utilizando la ecuación (Ec.3.10) presentada anteriormente, se determina la eficiencia de recuperación, cuya evolución se presenta en la figura 4.17, a lo largo de la semana representativa que se ha seleccionado para presentar los resultados derivados del presente estudio.



Figura 4.17. Evolución de la eficiencia del recuperador durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

En la figura 4.17 lo primero que llama la atención es que existen valores puntuales de eficiencia que superan el 100%, incluso existen semanas en las que estos valores de la eficiencia llegan a superar el 150%. En esta situación, como paso previo al análisis de esta variable, se ha representado (ver figura 4.9) la eficiencia de recuperación junto con la de humidificación porque, como ya ha expuesto en capítulos anteriores, el funcionamiento del recuperador solo

se produce cuando también opera el enfriador evaporativo. El objetivo es identificar, cuándo se alcanzan esos valores de eficiencias que se encuentran fuera de los rangos admisibles.

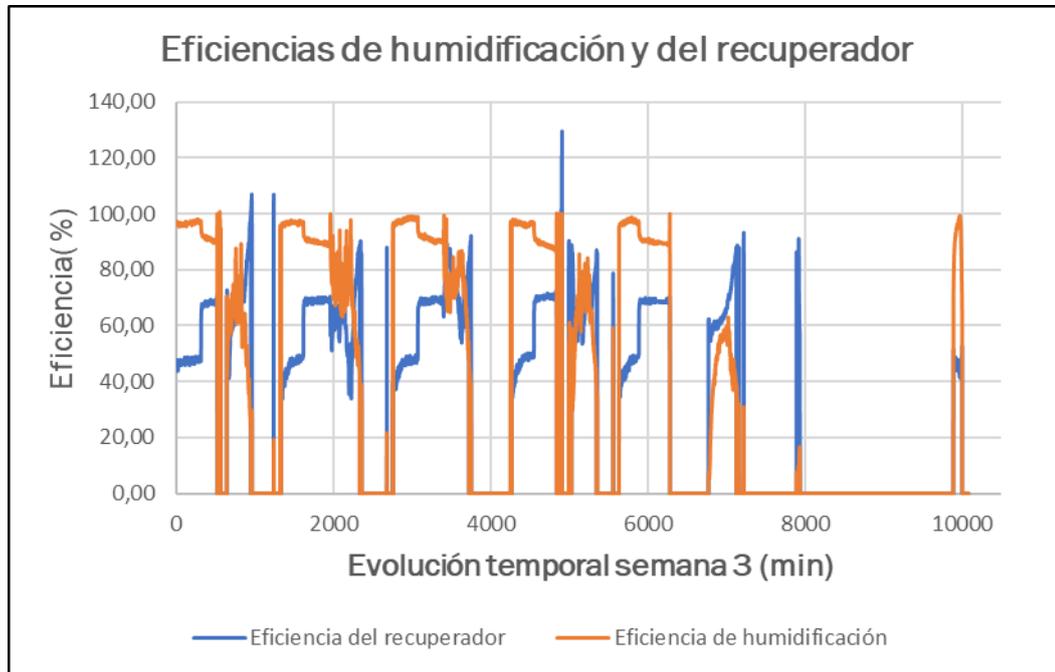


Figura 4.18. Eficiencias de recuperación y humidificación durante la semana 3 (15 – 22 de julio de 2019).

La figura 4.18 muestra que los valores de eficiencia superiores al 100% se producen cuando el sistema de recuperación se encuentra bien en periodos de arranque o parada. En el resto de situaciones, el recuperador se comporta acorde a lo esperado con eficiencias que varían entre periodos del 40 % en periodos iniciales de arrancada, hasta en torno al 70 % cuando opera en régimen estacionario.

Los valores de eficiencias superiores a 100 % no se consideran válidos porque, al igual que ocurría en el análisis de algunas variables presentadas anteriormente, estos valores se alcanzan en periodos donde no se puede considerar la operación del recuperador en régimen estacionario, afectando la inercia térmica de la masa del recuperador, los pasos de flujo de las corrientes de aire, que en el caso del aire de ventilación siempre circula por el recuperador, pero no lo hace la corriente de aire de retorno antes de ser expulsado, cuando trabaja el by-pass, cuando se opera en modo free cooling, etc.

Se adjunta la figura 4.19 donde se representa la evolución de la eficiencia de recuperación tal y como resulta de interés para esta investigación. Es decir, sin tener en cuenta estos últimos factores comentados.

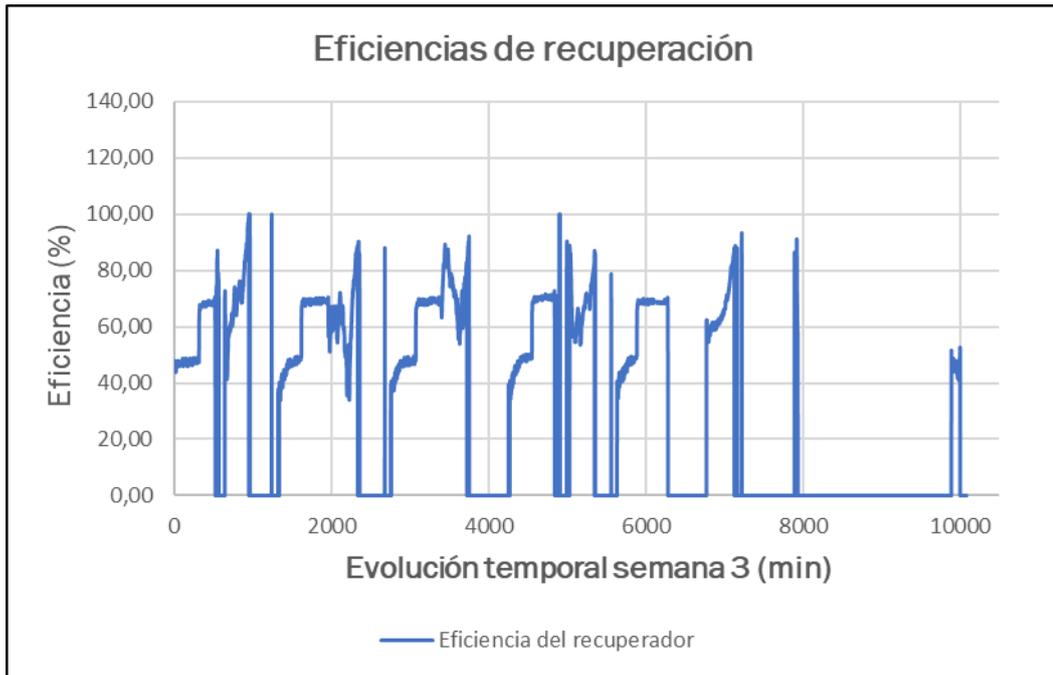


Figura 4.19. Evolución de la eficiencia del recuperador en estacionario durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

Y, en la figura 4.20, se presentan los valores depurados de las eficacias de recuperación junto con las de humidificación asociadas al enfriador evaporativo.

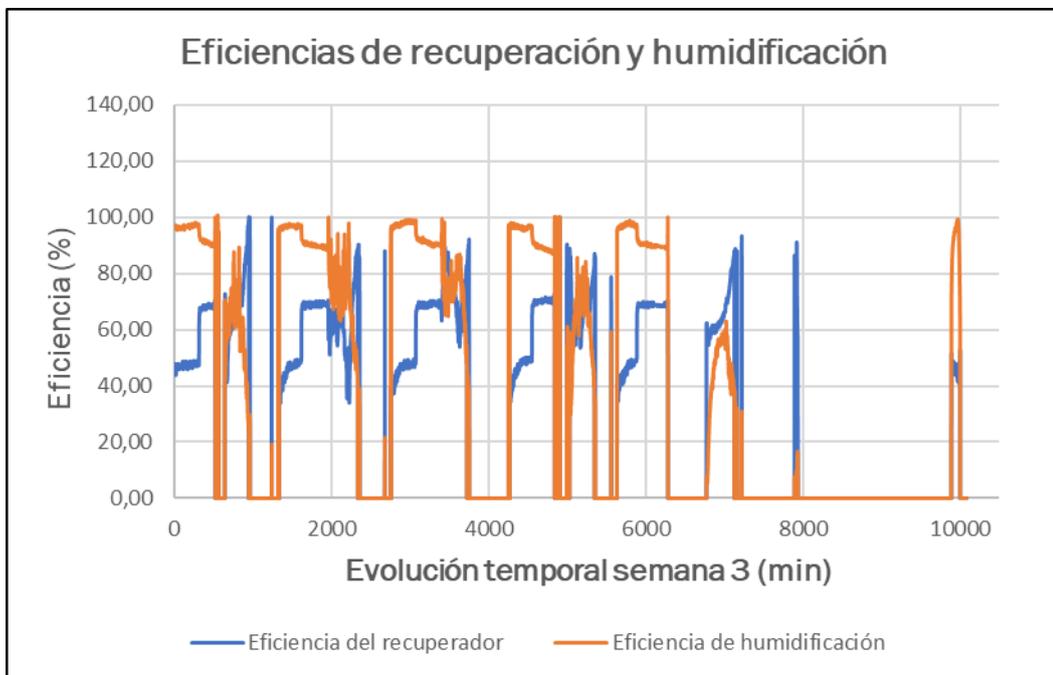


Figura 4.20. Evolución de la eficiencia del recuperador y del evaporador en estacionario durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

Un análisis de los valores de eficacia obtenidos muestra que:

- El comportamiento de ambos sistemas es muy similar, en los periodos estacionarios de operación, manteniendo valores de eficacias relativamente constantes y que se modifican cuando se analizan periodos de arrancada y parada del sistema combinado.
- La eficiencia promedio de recuperación, teniendo en cuenta los valores ya depurados de la eficacia, es de 61,34%. Es un valor adecuado, que depende de los periodos analizados (que podría estar relacionado con la variación de caudales de aire, dado que los ventiladores utilizados son de caudal variable) y que afectará sobre las potencias de ahorro asociadas al recuperador.
- También aparece una relación entre las eficacias de humidificación y recuperación. Se observa que, en los momentos de arrancada, cuando la eficacia de humidificación del enfriador evaporativo es más elevada, la eficacia de recuperación es inferior (entre el 40 y 50 %), mientras que, cuando baja la eficiencia de humidificación, la eficiencia del recuperador se incrementa hasta valores próximos al 70 %, permaneciendo esta eficacia constante, en ese periodo estacionario.
- Además, los resultados presentados muestran que, pequeñas variaciones en las eficiencias de humidificación, provocan variaciones en la eficiencia de recuperación elevadas.

Los resultados de la eficiencia de recuperación que tiene lugar durante la semana 3, muestran que reproducen adecuadamente el comportamiento de la instalación en modo verano. No obstante, al estudiar esta estación de verano e imponer como condición que el recuperador solo funciona si lo hace el evaporador, ocurre lo mismo que se ha expuesto al analizar la eficiencia de humidificación. Este comportamiento se repite durante las semanas 1, 2, 4, 8 y 9, modificándose los valores obtenidos en función de las condiciones del aire exterior. Durante la primera quincena de agosto y en septiembre, como el evaporador no funciona tan regularmente, en el recuperador no hay intercambio de calor y el cálculo de la eficiencia no presenta valores que puedan considerarse significativos durante estas semanas.

A continuación, se comprobará la reducción de la eficiencia promedio durante el periodo que no se ajusta a lo presentado en la semana 3. Se elige la semana 6, representativa de la primera quincena de agosto, y la semana 12, siendo esta una muestra del comportamiento en septiembre.

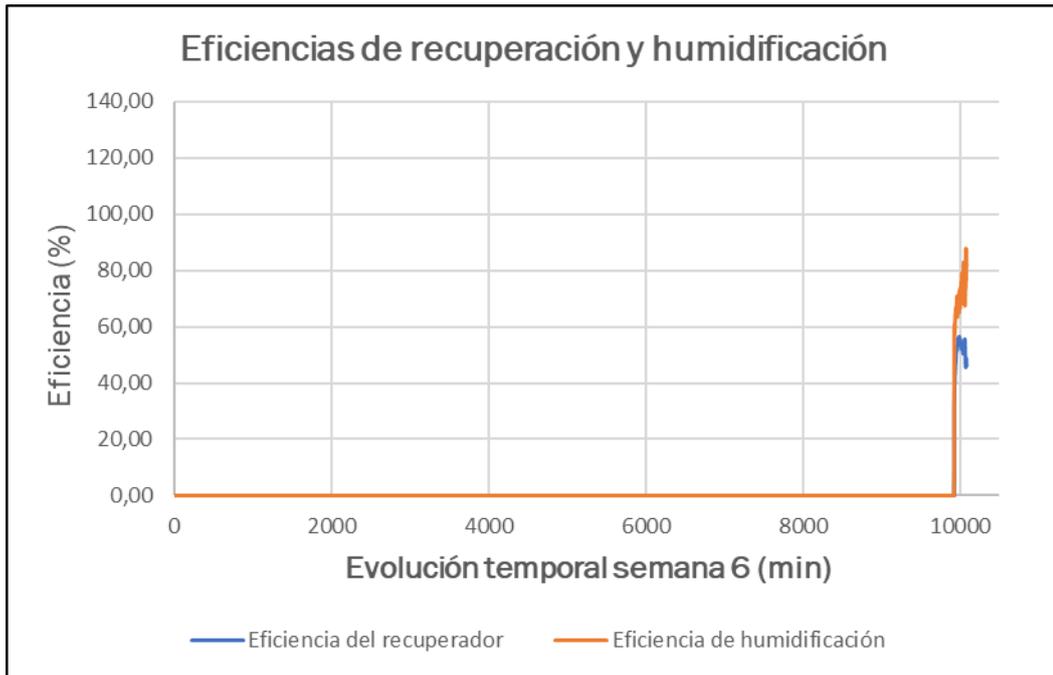


Figura 4.21. Evolución de la eficiencia del recuperador y del evaporador en estacionario durante la semana 6 (5-12 de agosto de 2019).

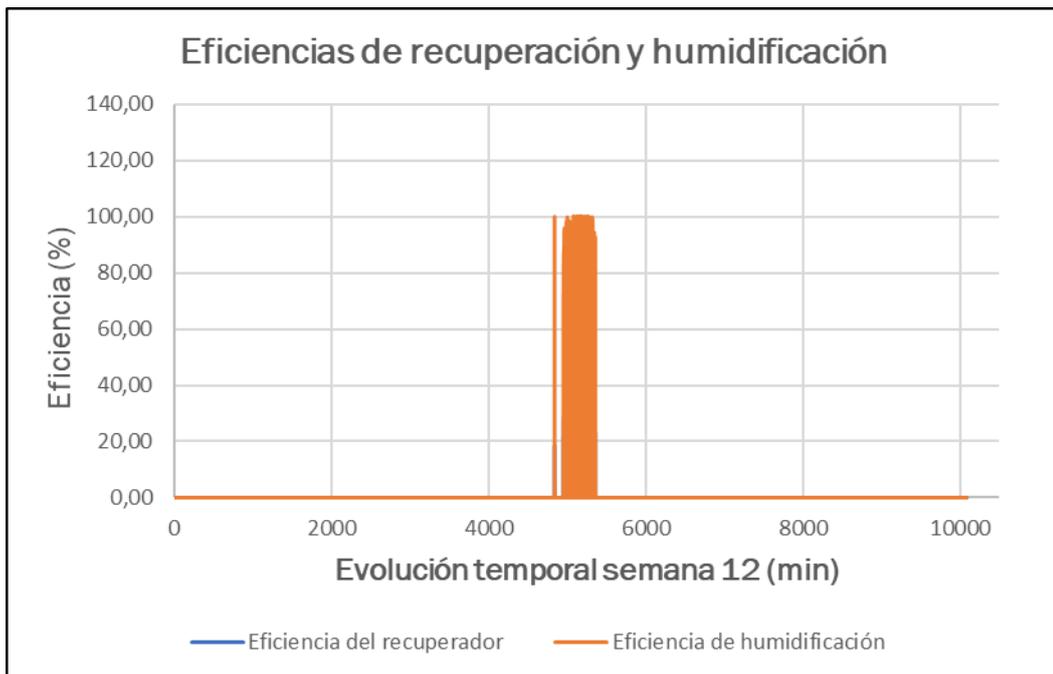


Figura 4.22. Evolución de la eficiencia del recuperador y del evaporador en estacionario durante la semana 12 (16-23 de septiembre de 2019). -

Se puede observar cómo en la figura 4.21 la recuperación es nula, produciéndose una pequeña demanda al comienzo del lunes día 12 de agosto de 2019 a las 10:00H a consecuencia de que el edificio ya comenzó su periodo laboral, pero no con la plantilla al completo. Por ello, el promedio es del 51,17%

y no de 0%. No obstante, se ve la reducción del mismo con respecto al que se había obtenido en la semana 3.

Por su parte, la figura 4.22, que refleja la semana 12, muestra que el arranque del equipo ya no sigue la misma tendencia que la mostrada en la semana 3. Los periodos de arranque son menos frecuentes y se prolongan durante menos tiempo, consecuencia de un incremento del modo de operación en free cooling. Ello se refleja en la eficiencia promedio la cual adopta un valor de 27,02%. En esta época del año, ya habría pueden aparecer criterios de funcionamiento asociados al invierno, recuperando calor para reducir la demanda de calefacción en caso de que haya demanda y se encuentre la instalación de generación funcionando, precisando analizar el comportamiento de la instalación de climatización en este modo de operación. En cualquier caso, los valores son puntuales y no reflejan el modo de operación más frecuente a lo largo de la semana analizada.

#### B) Caracterización del modo de operación del recuperador.

Para caracterizar el recuperador de la instalación de climatización, se debe verificar que el equipo trabaja acorde con lo establecido en las especificaciones del mismo. Se trata de un recuperador de calor sensible, luego el contenido de humedad específica de las corrientes que lo atraviesan debería coincidir entre la entrada y la salida.

Para verificar este comportamiento se exponen las figuras 4.23 y 4.24 donde, en base al cálculo de humedad específica expuesto en el análisis teórico, se presentará la humedad específica de ambas corrientes. Se adjuntan las gráficas de cada corriente individualmente con el objetivo de aportar la información con mayor claridad.

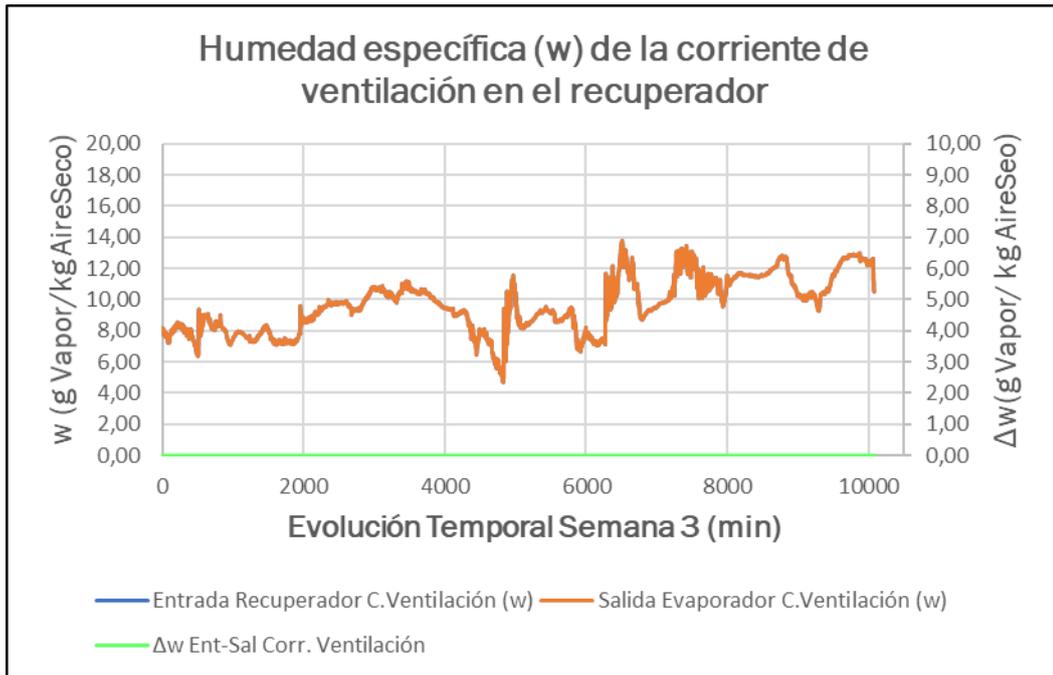


Figura 4.23. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

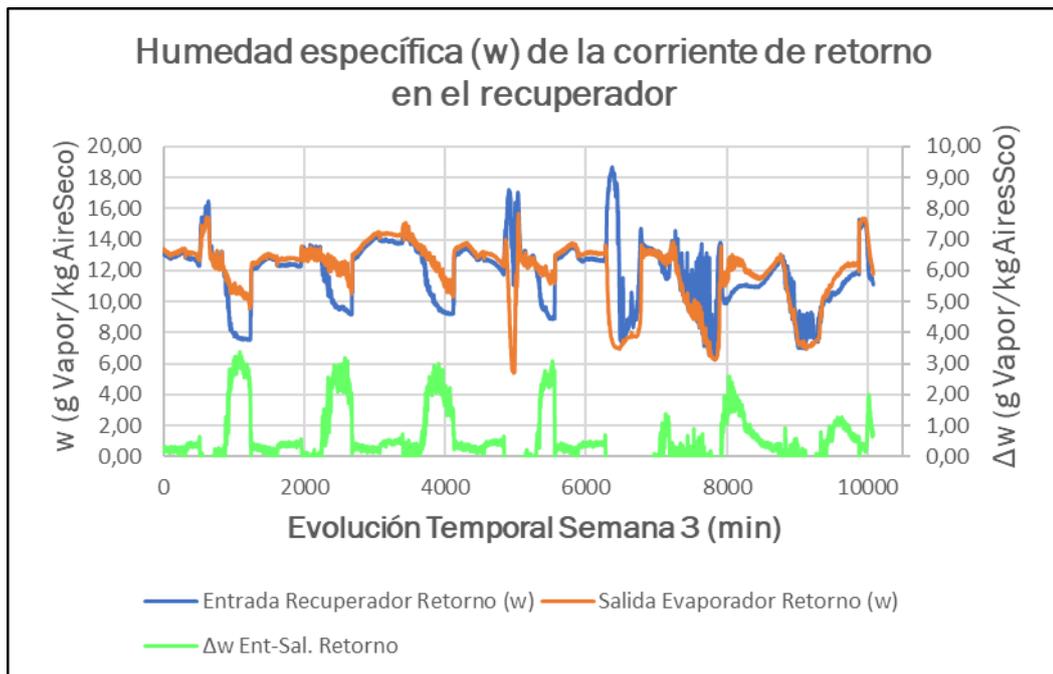


Figura 4.24. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador a lo largo de la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

En lo que respecta a la corriente de ventilación, la humedad específica, determinada con los valores experimentales de las sondas, es exactamente idéntica a la entrada y salida. La diferencia, representada en el eje secundario, es una línea horizontal situada próxima al valor de 0  $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ .

Por otro lado, en lo correspondiente a la corriente de retorno del local, aparentemente se puede observar que sí que varía la humedad específica entre la entrada y la salida. No obstante, la información recogida en el eje secundario donde se observa que esa diferencia no es sustancial, normalmente inferior a  $1 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$  aunque puede alcanzar valores de  $2 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aireseco}}$ .

Bajo estas circunstancias, se puede considerar que el recuperador trabaja como un intercambiador de calor sensible. Las razones por la cual se producen variaciones de humedad específica en la corriente de retorno se deben, bien a imprecisiones en las medidas de las sondas utilizadas, o a que esas fluctuaciones se asocian al proceso en régimen transitorio y se está analizando como estacionario. Por lo tanto, los errores de medida de las sondas, las inercias térmicas de los equipos, la existencia o no de flujo en la corriente de aire de retorno a través del recuperador o las adaptaciones de los equipos de un modo de trabajo a otro afectan, produciendo estas variaciones que, en cualquier caso, no se consideran significativas.

#### **4.1.3. Funcionamiento de la instalación: Entrada de aire**

Por último, en relación a los resultados extraídos para el análisis completo del funcionamiento de la instalación, se va a caracterizar la entrada de aire a la misma, dependiendo de si el aporte se hace directamente desde el exterior o desde los pozos provenzales.

Este aspecto tiene relevancia en la presentación de los resultados que se hará posteriormente, dado que está relacionado con el estudio energético, para poder evaluar los ahorros correspondientes a cada sistema utilizados en la reducción de consumos energéticos. Se presentan los resultados, que reflejan los porcentajes del número de veces (proporcional a los periodos de tiempo) que la instalación toma aire del exterior, de la zona sombreada, con respecto a la entrada por los pozos provenzales.



Figura 4.25. Caracterización de la entrada de aire a la instalación durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

Acorde con los resultados expuestos en la figura 4.25 la instalación emplea como entrada de aire más habitual la zona sombreada. Ello implica que, durante el verano, el terreno no es capaz de enfriar suficientemente el aire que circula por el intercambiador tierra-aire.

En lo que respecta a la entrada de aire, el patrón mostrado en la figura 4.25 acerca de lo ocurrido durante la semana 3, se repite a lo largo de todo el periodo de estudio correspondiente a esta investigación, salvo en dos semanas. En este sentido, esta sección de resultados no muestra ninguna relación con lo que ocurría durante las semanas 5, 6, 7, 10, 11 y 12 cuando se ha analizado el evaporador y el recuperador.

Las semanas atípicas correspondientes a la entrada de aire son las semanas 10 y 11, donde se muestra que el porcentaje de veces que la instalación selecciona como entrada el aire de los pozos supera al porcentaje de veces que se elige como entrada la zona sombreada. La figura 4.26 representa lo correspondiente a la semana 10 a modo de ejemplo de este efecto.

Este comportamiento regular, durante diez semanas tomando prioritariamente el aire del exterior de la zona sombreada, y el opuesto durante dos semanas es consecuencia de las condiciones ambientales y del sistema de control, que define la procedencia del aire aportado al recuperador, siendo en las épocas de primavera y otoño cuando, debido a la regeneración del terreno por la variación de temperaturas a lo largo del día, se utilicen más los

pozos provenzales dado que darán unas condiciones del aire más favorables que la toma del aire directamente del exterior.



Figura 4.26. Caracterización de la entrada de aire a la instalación durante la semana 10 (2-9 de septiembre de 2019).

Estos resultados son más relevantes cuando se presentan de forma global. En este caso de estudio particular, se analiza el funcionamiento de la instalación durante la época de verano, luego es conveniente presentar los porcentajes asociados a cada una de las entradas a lo largo de todo el verano.

La tabla 4.1 contiene un resumen de los resultados correspondientes a cada semana en particular junto con los resultados globales. Y, la figura 4.27 muestra visualmente los resultados globales para todo el periodo en que se ha desarrollado esta investigación.

Tabla 4.1. Resumen de resultados por semana y globales de la caracterización de entrada de aire a la instalación.

Semana	N.º Veces pozos	N.º Veces Zona sombreada	N.º mediciones/semana	%Pozos/semana	%Zona sombreada/semana
1	1152	8928	10080	11,43	88,57
2	1623	8457	10080	16,10	83,90
3	1319	8761	10080	13,09	86,91
4	1876	8204	10080	18,61	81,39
5	2348	7732	10080	23,29	76,71
6	928	9152	10080	9,21	90,79
7	1748	8332	10080	17,34	82,66
8	2575	7505	10080	25,55	74,45

<b>9</b>	1925	8155	10080	19,10	80,90
<b>10</b>	6474	3606	10080	64,23	35,77
<b>11</b>	5957	4123	10080	59,10	40,90
<b>12</b>	2905	7175	10080	28,82	71,18
<b>GLOBAL</b>	30830	90130	120960	25,49	74,51



Figura 4.27. Caracterización global de la entrada de aire durante las doce semanas de estudio.

Una vez presentados los resultados acerca de la caracterización de aire a lo largo de las doce semanas de estudio, se puede observar y extraer las mismas ideas que a lo largo de la mayor parte de las semanas.

El hecho de obtener este tipo de resultados conlleva a pensar si los pozos son o no una alternativa interesante para la reducción de consumo energético. Para tomar esta decisión es necesario tener más medidas, sobre en todo en otros periodos estacionales del año, que ayuden a interpretar el comportamiento a lo largo del año.

La instalación trabaja doce meses al año y, en invierno, no se va a seleccionar como entrada de aire la zona sombreada porque el edificio demanda calefacción, siendo prioritario el uso de los pozos provenzales. Esto quiere decir que, tal y como está configurada la instalación, los pozos son necesarios sobre todo durante el invierno y el aire siempre va a entrar por los mismos. Sin embargo, lo que sí se puede determinar es si son todo lo eficientes que se desea o no durante el verano, mediante el estudio energético de los valores analizados durante esta estación.

## 4.2. RESULTADOS OBTENIDOS DEL ESTUDIO ENERGÉTICO

Los resultados correspondientes al estudio energético se han obtenido mediante los pasos expuestos en el análisis teórico y su exposición va a tener lugar a lo largo de este subcapítulo. Para este cálculo, según se ha indicado anteriormente, se utiliza el caudal que se midió experimentalmente en los pozos provenzales mediante un balómetro. (Véase figura 4.28).



Figura 4.28. Equipo medidor de caudal (balómetro) para la caracterización del intercambiador tierra - aire [32].

En la tabla 4.2 se muestra la energía que se puede recuperar con cada alternativa de eficiencia energética individualmente, junto con la energía que demandaría la UTA en el caso de que no existiese la instalación de pretratamiento del aire.

Tabla 4. 2. Resumen de resultados por semanas de la energía ahorrada y demandada.

Sem.	Energía ahorrada en pozos (MJ)	Energía ahorrada en el recuperador (MJ)	Energía ahorrada en el evaporador (MJ)	Energía demandada sin pretratamiento (MJ)
1	5517,35	30384,77	11757,82	134391,60
2	12709,42	25427,42	20282,05	134552,28
3	8715,11	23584,66	28230,81	163014,91
4	20889,66	18390,07	27615,30	147638,06
5	35025,95	7193,58	10847,94	157604,81
6	13739,48	304,52	875,17	121418,37
7	27098,41	2622,37	1025,96	141668,15
8	28724,31	4972,53	7592,29	123288,80
9	17453,26	5790,14	8928,48	122899,52
10	104162,31	3609,77	6644,82	123816,40
11	75012,88	1505,74	1005,68	100244,84
12	44204,25	39,57	957,34	101477,72

La tabla 4.2 presenta los resultados tal y como se han obtenido con los dos primeros pasos del análisis teórico correspondiente al estudio energético. En la tabla 4.3 se muestran los porcentajes de ahorro asociado a cada una de las alternativas calculados mediante el tercer paso expuesto en la subsección del estudio energético del análisis teórico presentado anteriormente.

Tabla 4.3. Porcentajes de ahorro por semanas de cada alternativa de eficiencia energética.

Semana	%Ahorrado en pozos	%Ahorrado en el recuperador	%Ahorrado en el evaporador
1	4,11	22,61	8,75
2	9,45	18,90	15,07
3	5,35	14,47	17,32
4	14,15	12,46	18,70
5	22,22	4,56	6,88
6	11,32	0,25	0,72
7	19,13	1,85	0,72
8	23,30	4,03	6,16
9	14,20	4,71	7,26
10	84,13	2,92	5,37
11	74,83	1,50	1,00
12	43,56	0,04	0,94

De la tabla 4.3 se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- A lo largo del mes de julio, representado por las primeras cuatro semanas de estudio, se observa que los porcentajes de ahorro relativos a la alternativa de refrigeración evaporativa indirecta, que se refleja mediante el ahorro del evaporador y recuperador, son considerablemente superiores al resto de semanas de estudio. Las razones que justifican estos resultados son las siguientes:
  - ✓ En relación al clima que presenta la ciudad de Valladolid, el mes de julio acostumbra a ser el más cálido del verano. Luego el edificio demanda en este mes mucha más cantidad de frío.
  - ✓ El edificio se encuentra en plena ocupación, luego la carga aumenta y el interior de todos los locales a climatizar requiere más frío.
- A medida que va avanzando el verano la refrigeración evaporativa va suponiendo menores porcentajes de ahorro energético.

- ✓ Durante las semanas 6 y 7 el edificio se encuentra desocupado. En este sentido, como ya se anticipaba en la primera parte de resultados, tanto el recuperador como el evaporador no trabaja. Es por ello que los porcentajes de ahorro son muy reducidos.
  - ✓ A lo largo de las semanas 8 y 9 los porcentajes de ahorro en relación a la refrigeración evaporativa indirecta vuelven a aumentar. No obstante, supone un menor ahorro puesto que el clima ya no es tan cálido como en las primeras semanas del verano y el ahorro está más vinculado al aporte de aire desde los pozos provenzales.
  - ✓ Por último, en septiembre la demanda de frío ya es muy puntual y la refrigeración evaporativa indirecta ya no representa apenas ahorro. Si bien es cierto que, como ya empieza a trabajar la instalación acorde con las condiciones de invierno, el recuperador sí que ha de proporcionar ahorro.
- Por su parte, en lo correspondiente al ahorro aportado por los pozos provenzales, la tendencia que éstos presentan es completamente diferente en relación a la refrigeración evaporativa y recuperador.
- ✓ El ahorro garantizado por los pozos durante las primeras semanas del verano es más reducido. Esto permite identificar que este intercambiador no es tan efectivo durante las etapas de mayor demanda de frío y, por ello es muy recomendable el tener la posibilidad de emplear como entrada de aire una zona sombreada, que aporte aire a menor temperatura.
  - ✓ Durante las primeras semanas de agosto, el ahorro del intercambiador tierra-aire es mayor. Esto tiene lugar porque al no estar el edificio demandando grandes cantidades de frío, los pozos son capaces de enfriar ligeramente la corriente de entrada y por eso incrementan el ahorro energético.
  - ✓ A lo largo de la semana 9, el edificio vuelve a demandar frío y se vuelve a observar como el porcentaje de ahorro disminuye respecto a la semana anterior. En este sentido, nuevamente el intercambiador no resulta lo suficientemente efectivo como sistema de enfriamiento en relación a la toma de aire de la zona sombreada. Si bien es cierto que el ahorro es superior en comparación con las primeras semanas de julio, pero ello se

debe a que las demandas de frío ya no son tan acusadas porque agosto no es tan cálido como julio.

- ✓ Finalmente, en septiembre los pozos ya sí que empiezan a suponer un ahorro destacable porque se trata de un mes donde la demanda de frío ya es reducida y muy puntual. En este sentido, la instalación ya no selecciona como entrada de aire la zona sombreada porque lo que se desea es una entrada de aire más cálida y ello puede garantizarse a través de los pozos. Con respecto a la bajada que se muestra en la última semana se puede deber a que el terreno haya empezado a calentarse y, como tal, la corriente que los atraviesa también lo esté haciendo, aunque lo que se demande en ocasiones sea frío.

Los resultados individuales de ahorro correspondiente a cada semana se adjuntarán en el anexo B.

Si los resultados fuesen presentados de modo globalizado para las doce semanas en que se ha prolongado esta investigación, los resultados se muestran en la figura 4.29.

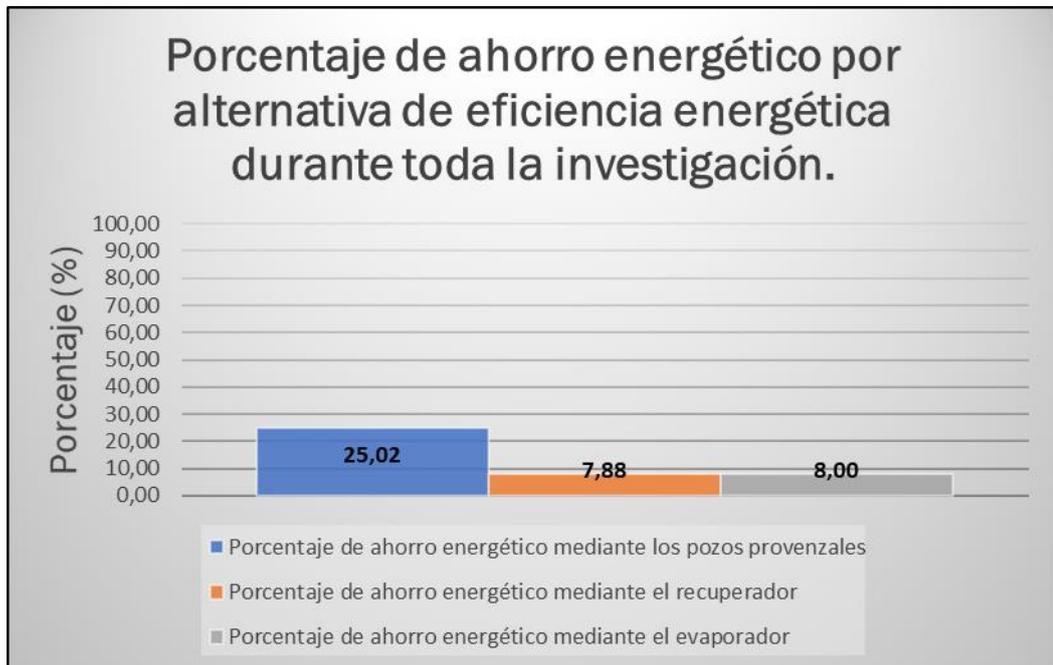


Figura 4.29. Porcentaje global de ahorro por alterativas de eficiencia energética.

La figura 4.29 aporta una visión diferente a la presentada con la evaluación del ahorro energético por semanas. Tal y como se observa, a lo largo de toda la temporada de verano, el mayor ahorro energético y, por tanto, económico es

garantizado por los pozos provenzales frente a la refrigeración evaporativa indirecta. Tiene sentido puesto que cuando los pozos empiezan a trabajar lo hacen con una eficiencia muy elevada, luego el cómputo global de ahorro a lo largo de todo el verano hace que sea la alternativa que más ahorro genera.

## 5.CONCLUSIONES

---

Tras el desarrollo de esta investigación, se procederá a la presentación de las conclusiones extrañas del caso de estudio.

La instalación de climatización cuenta con diversas alternativas destinadas a la disminución del consumo energético en edificación. Este trabajo ha permitido demostrar que, para el periodo en que se ha llevado a cabo la investigación, no todas ellas han sido igualmente aprovechadas y óptimas para la consecución del objetivo principal.

En lo que respecta al enfriamiento evaporativo, se ha verificado que es una alternativa imprescindible durante el verano. Estos son los principales motivos:

- Su uso se demanda durante las principales franjas horarias en que la temperatura del exterior es considerablemente elevada (10:30H – 20:00H).
- Actúa reduciendo la temperatura de la corriente de aire de retorno hasta 10°C y, al ser una aplicación de enfriamiento evaporativo indirecto, en el recuperador se consigue reducir la temperatura de la corriente de aire de impulsión hasta 5°C.
- Se cumple que su modo de operación es adecuado puesto que se trata de un equipo que mantiene tanto la temperatura de saturación adiabática como la entalpía específica constante en la corriente de aire que lo atraviesa.
- Trabaja a lo largo de las doce semanas de estudio con una eficiencia de humidificación promedio en estacionario, comprendida en el intervalo entre el 80 y 95%.
- Con este equipo se consiguen ahorrar hasta 28.230 MJ durante las semanas en que su uso es requerido. Ello supone un 18,7% menos de energía a consumir por la UTA para garantizar las condiciones climáticas deseadas por los usuarios del Edificio LUCIA.

Se comprueba que se trata de una alternativa aceptable, a pesar de que por normativa este tipo de instalaciones esté obligado a trabajar con refrigeración evaporativa. No obstante, se ha de tener en cuenta que es fundamental establecer muy bien los criterios de funcionamiento para optimizar sus beneficios.

Asimismo, esta instalación refleja cómo no solo es importante adoptar la alternativa de refrigeración evaporativa, sino valorar la opción de trabajar con

una de tipo directa o indirecta. En este caso de estudio, se demuestra que es necesario el empleo de refrigeración evaporativa indirecta por los beneficios que se obtienen al refrigerar la corriente de retorno en el recuperador, garantizando un ahorro del 8% de energía a lo largo de todo el verano.

Por su parte, tal y como se ha analizado en esta investigación, el modo de operación del recuperador es consecuencia del trabajo del enfriador evaporativo, al formar parte del sistema de refrigeración evaporativa indirecta. Algunas de los beneficios que aporta el recuperador son los siguientes:

- La eficiencia promedio en estacionario, durante las franjas horarias en la que se ha trabajado, está comprendida entre 30 y 60 %. Se ha de tener en cuenta que los valores más reducidos de eficiencia se producen en las semanas 10, 11 y 12 comprendidas en septiembre. Esto hace que a partir de estas semanas ya habría que empezar a analizar el recuperador en modo invierno y, por lo tanto, sería necesario establecer otros criterios de trabajo.
- Permite reducir hasta 30.874 MJ, durante las semanas en que más carga de frío se demanda, lo que supone un ahorro del 22,61% de energía.

Este segundo equipo es necesario por el propio concepto de refrigeración evaporativa indirecta en configuración recuperativa no integrada. Se confirma que trabaja adecuadamente con eficiencias de recuperación elevadas y cumpliendo en todo momento que el intercambio sea únicamente sensible.

Si bien es cierto que este equipo puede tener una relevancia muy destacable durante el periodo de invierno con demanda de calefacción. Este trabajo corrobora que funciona adecuadamente en verano, previéndose que en invierno también lo hará, aunque con otro objetivo como ya se expuso en la descripción de la instalación.

Acorde con los resultados extraídos, se demuestra que este sistema de refrigeración evaporativa indirecta es capaz de reducir hasta un 15% el consumo de energía para satisfacer la demanda del edificio.

La instalación de los pozos provenzales, a pesar de ser la entrada que menos veces selecciona el control para el aporte del aire de ventilación, ha manifestado ser la alternativa de eficiencia energética que más ahorro supone en la instalación de climatización del Edificio LUCIA durante el verano de 2019. Supone un ahorro del 25% y su relevancia no tiene solo lugar durante estos meses, sino que además se prevé tenga una tarea fundamental durante el invierno porque es la única entrada de aire a la instalación, ya que la zona

sombreada, al estar el edificio demandando calefacción, no se presenta como alternativa más eficiente.

En definitiva, el caso de estudio en que se centra este trabajo, manifiesta la necesidad de una correcta selección de las alternativas de las que se dispone para llevar a cabo la reducción del consumo energético en edificación. El fin al que se pretende llegar con el paso de los años es conseguir que existan edificios con un consumo nulo de energía y que adicionalmente vendrán impuestos por normativa.

Como se ha visto, este estudio evalúa los pozos provenzales y la refrigeración evaporativa manifestándose ambas como dos alternativas que permiten reducir el consumo durante el verano. De este modo, ambas alternativas se presentan como un fuerte competidor frente a otras opciones y, sobre todo, en lo relacionado a la demanda de frío, reduciendo la dependencia de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

## 6. FUTURAS INVESTIGACIONES

---

En este último capítulo, se proponen las siguientes líneas de investigación en este campo de estudio:

- ❖ Llevar a cabo la monitorización de la instalación de climatización del Edificio IndUVA de la Universidad de Valladolid. Con ello valorar las ventajas y desventajas que garantiza trabajar con otro tipo de recuperador para la técnica de refrigeración evaporativa indirecta. Los recuperadores rotativos acostumbran a trabajar con eficiencias de recuperación también elevadas. Sin embargo, el coste de adquisición de los mismos es mayor en relación a un recuperador de placas. En este sentido, habría que analizar si para un clima como el de la ciudad de Valladolid, es más rentable su uso que el de placas.
- ❖ Elaboración de un climograma sobre un mapa psicrométrico, donde se especifiquen las ventajas e inconvenientes acerca del empleo de un enfriador evaporativo en función de las condiciones termohigrométricas del aire. Con ello, se conseguiría verificar que condiciones son más óptimas para las diferentes posibilidades de trabajo del enfriador por su capacidad para actuar como un sistema de humidificación. Asimismo, en dicho climograma sería conveniente establecer las posibilidades de aparición de condensación en el mismo.
- ❖ Calcular el periodo de retorno de inversión de los equipos, no solo teniendo en cuenta aspectos que ya han sido investigados por otros expertos en el campo, como los costes de adquisición del equipo, consumo eléctrico y de agua, sino centrandose también la atención en lo correspondiente al mantenimiento. De este modo, tomando como base el estudio energético llevado a cabo en este trabajo, teniendo en cuenta la energía ahorrada respecto a un sistema convencional, completar con la evaluación económica acerca de las diferentes alternativas de la instalación del Edificio LUCIA.
- ❖ Completar este trabajo con una monitorización de la instalación a lo largo del invierno. Para ello, se evalúa el trabajo de los pozos provenzales para determinar si el terreno es capaz de calentar el aire durante el invierno o llega un momento en que el mismo se enfría y no aporta ahorro. Además, es preciso valorar la recuperación en modo invierno aportada por el intercambiador

de calor de placas. Una vez conocido el comportamiento de la instalación durante todo el año, determinar las condiciones de operación más óptimas.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

- [1] International Energy Agency. Atlas of Energy: "CO<sub>2</sub> Emissions per cápita". [Online]. Available: <http://energyatlas.iea.org/#!/topic/DEFAULT> Última consulta: 28 de mayo de 2020.
- [2] European Commission. Eurostat Database: "Electricity prices by type of user" [Online]. Available: <https://ec.europa.eu/eurostat/tgm/table.do?tab=table&plugin=1&language=en&pcode=ten00117> Última consulta: 13 de abril de 2020.
- [3] Comisión Europea, "Un planeta limpio para todos. La visión estratégica europea a largo plazo de una economía próspera, moderna, competitiva y climáticamente neutra," 28/11/2018.
- [4] European Commission. Buildings | Energy. [Online]. Available: <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/buildings> Última consulta: 13 de abril de 2020.
- [5] Comisión Europea, "El Pacto Verde Europeo" 11/12/2019.
- [6] Comisión Europea, "Recomendación (UE) 2019/1019 de la Comisión de 7 de junio de 2019 relativa a la modernización de los edificios," *Diario Oficial de la Unión Europea*, vol. L, no. 165, pp. 70-128, Junio 2019
- [7] European Technology and Innovation Platform on Renewable Heating and Cooling. (2020, Enero) "2050 vision for 100% renewable heating & cooling in Europe." [Online]. Available: <https://www.buildup.eu/en/practices/publications/2050-vision-100-renewable-heating-cooling-europe> Último acceso: 13 de abril de 2020.
- [8] Comisión Europea. (2020, Enero) Energy poverty. [Online]. Available: <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/markets-and-consumers/energy-consumer-rights/energy-poverty>. Último acceso: 13 de abril 2020.
- [9] Parlamento Europeo y el Consejo, "Directiva 2012/27/EU de 25 de octubre de 2012 relativa a la eficiencia energética, por la que se modifican las Directivas 2009/125/CE y 2010/30/UE, y por la que se derogan las Directivas 2004/8/CE y 2006/32/CE," *Diario Oficial de la Unión Europea*, vol. L, no. 315, pp. 1-56, Noviembre 2012.
- [10] Parlamento Europeo y el Consejo, "Directiva 2010/31/EU de 19 de mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de los edificios," *Diario Oficial de la Unión Europea*, vol. L, no. 153, pp. 13-35, Junio 2010.

- [11] Ministerio de Vivienda, "Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación," *Boletín Oficial del Estado*, no. 74, pp. 11816-11831, Marzo 2006.
- [12] Parlamento Europeo y el Consejo, "Directiva (EU) 2018/844 de 30 de mayo de 2018 por la que se modifica la Directiva 2010/31/UE relativa a la eficiencia energética de los edificios y la Directiva 2012/27/UE relativa a la eficiencia energética," *Diario Oficial de la Unión Europea*, vol. L, no. 156, pp. 75-91, Junio 2018
- [13] Ministerio de la Presidencia, "Real Decreto 238/2013, de 5 de abril, por el que se modifican determinados artículos e instrucciones técnicas del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio," *Boletín Oficial del Estado*, no. 89, pp. 27563-27593, Abril 2013
- [14] Ministerio de Fomento, "Orden FOM/1635/2013, de 10 de septiembre, por la que se actualiza el Documento Básico DB-HE "Ahorro de Energía", del Código Técnico de la Edificación, aprobado por Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo," *Boletín Oficial del Estado*, no. 219, pp. 67137-67209, Septiembre 2013.
- [15] Ministerio de la Presidencia, "Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios," *Boletín Oficial del Estado*, no. 207, pp. 35931-35984, Agosto 2007
- [16] Ministerio de Fomento, "Real Decreto 732/2019, de 20 de diciembre, por el que se modifica el Código Técnico de la Edificación, aprobado por el Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo," *Boletín Oficial del Estado*, no. 311, pp. 140488-140674, Diciembre 2019.
- [17] Comisión Europea, "Estrategia de la Unión Europea relativa a la calefacción y refrigeración," 16/02/2016
- [18] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, "Guía técnica: ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización", Junio 2012.
- [19] C. M. Scofield and N. H. DesChamps, "Indirect Evaporative Cooling Using Plate Type Heat Exchangers.," *ASHRAE Trans.*, vol. 90, no. pt 1B, pp. 148–153, 1984.
- [20] G. D. Mathur, "Indirect evaporative cooling using heat pipe heat exchangers," *Am. Soc. Mech. Eng. Nucl. Eng. Div. NE*, vol. 5, no. May, pp. 79–85, 1990.

- [21] G. D. Mathur, "Direct-indirect evaporative cooling with two-phase thermosiphon coil loop heat exchangers," *Am. Soc. Mech. Eng. Heat. Trans. HTD*, 182. May, pp. 1–9, 1991.
- [22] B. Porumb, P. Ungureşan, L. F. Tutunaru, A. Şerban, and M. BĂlan, "A Review of Indirect Evaporative Cooling Technology," *Energy Procedia*, vol. 85, no. November 2015, pp. 461–471, 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2015.12.228
- [23] W. Y. Li, Y. C. Li, L. yue Zeng, and J. Lu, "Comparative study of vertical and horizontal indirect evaporative cooling heat recovery exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 124, pp. 1245–1261, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.041.
- [24] D. Pandelidis, A. Cichoń, A. Pacak, S. Anisimov, and P. Drag, "Counter-flow indirect evaporative cooler for heat recovery in the temperate climate," *Energy*, vol. 165, pp. 877–894, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.09.123.
- [25] D. Pandelidis, S. Anisimov, and W. M. Worek, "Performance study of counter-flow indirect evaporative air coolers," *Energy Build.*, vol. 109, pp. 53–64, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.10.004
- [26] Y. Min, Y. Chen, and H. Yang, "A statistical modeling approach on the performance prediction of indirect evaporative cooling energy recovery systems," *Appl. Energy*, vol. 255, no. August, p. 113832, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113832.
- [27] S. Jaber and A. W. Ezzat, "Investigation of energy recovery with exhaust air evaporative cooling in ventilation system," *Energy Build.*, vol. 139, pp. 439–448, 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.01.019
- [28] G. P. Maheshwari, F. Al-Ragom, and R. K. Suri, "Energy-saving potential of an indirect evaporative cooler," *Appl. Energy*, vol. 69, no. 1, pp. 69–76, 2001, doi: 10.1016/S0306-2619(00)00066-0.
- [29] Z. Duan, X. Zhao, C. Zhan, X. Dong, and H. Chen, "Energy saving potential of a counter-flow regenerative evaporative cooler for various climates of China: Experiment-based evaluation," *Energy Build.*, vol. 148, pp. 199–210, 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.04.012.
- [30] R. Tariq, N. A. Sheikh, J. Xamán, and A. Bassam, "Recovering waste energy in an indirect evaporative cooler – A case for combined space air conditioning for human occupants and produce commodities," *Build. Environ.*, vol. 152, no. January, pp. 105–121, 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.01.038.
- [31] S. Jaber and S. Ajib, "Evaporative cooling as an efficient system in Mediterranean region," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 14–15, pp. 2590–2596, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.04.026.

[32] J.M.Rey Hernández, S. Lozano González , J.F. San José Alonso, A.Tejero González, E.Velasco Gómez , F.J. Rey Martínez, “Design and characterization of a geothermal earth-air heat exchanger (EAHX), applied to nZEB building”. Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Valencia, 2018.

# ANEXOS

## A. PRESENTACIÓN RESULTADOS SOBRE EL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN DURANTE TODAS LAS SEMANAS DE ESTUDIO

### A.1. Semana 1: 1 - 8 de julio de 2019.

#### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de la temperatura y humedad relativa.

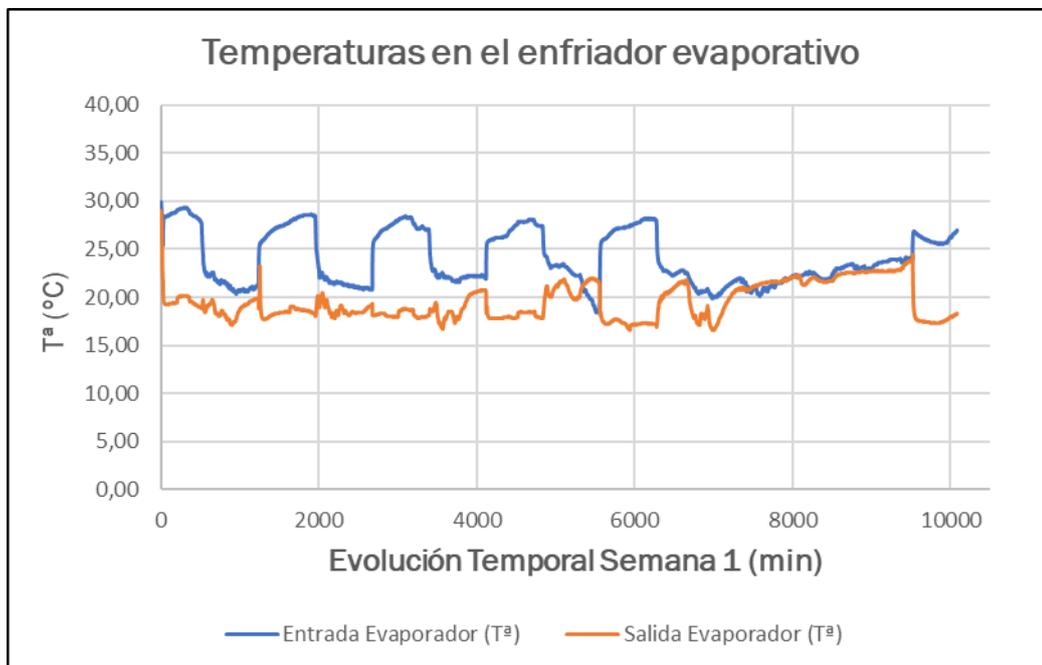


Figura A.1. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

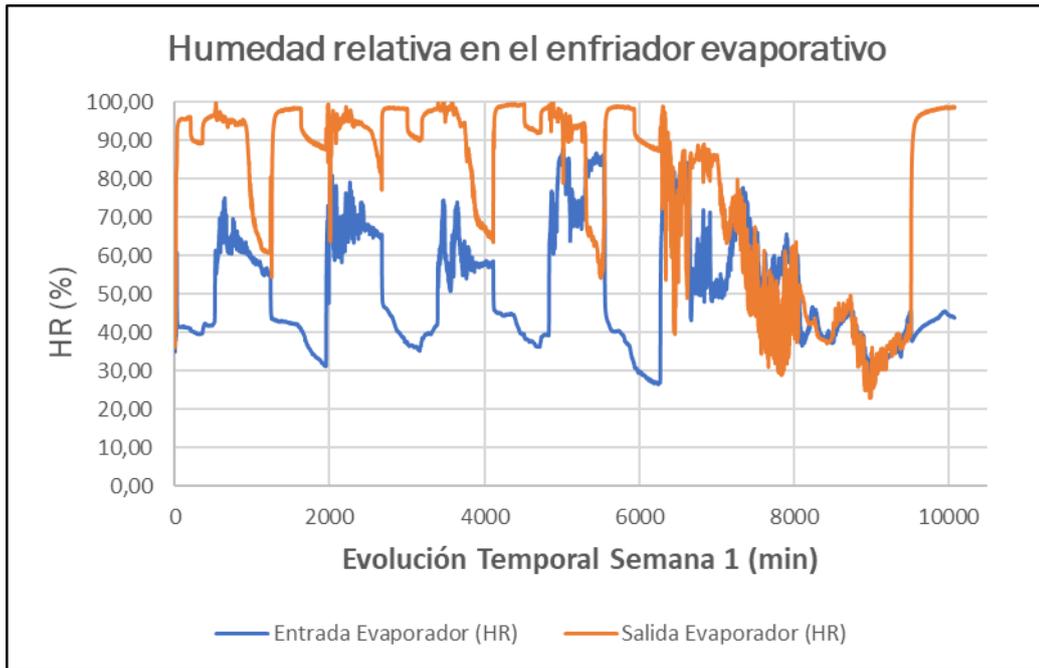


Figura A.2. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

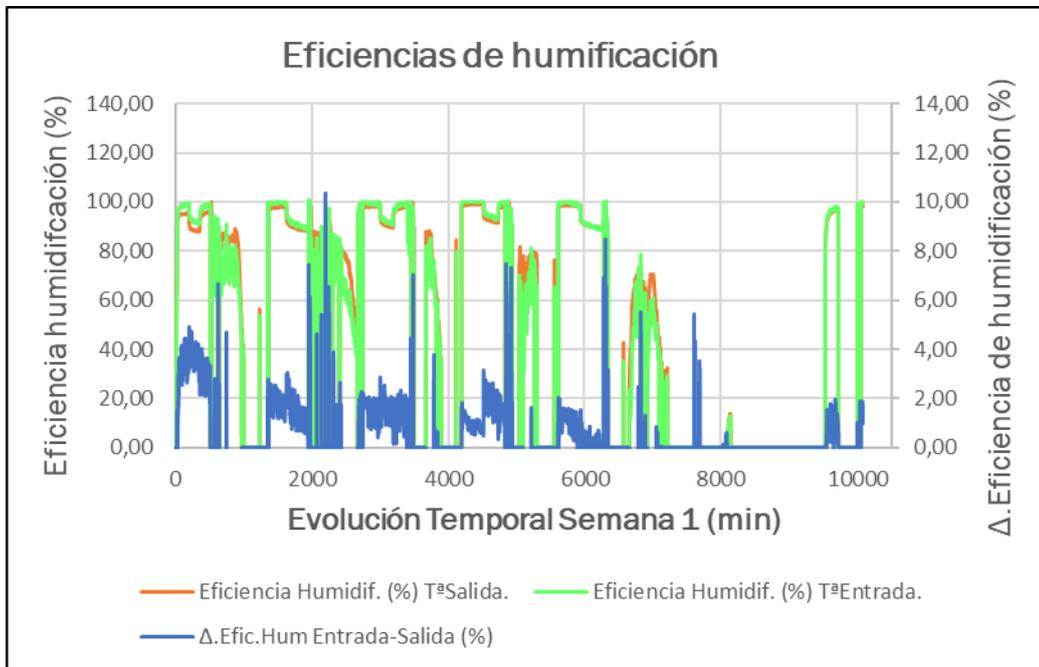


Figura A.3. Eficiencia de humidificación.

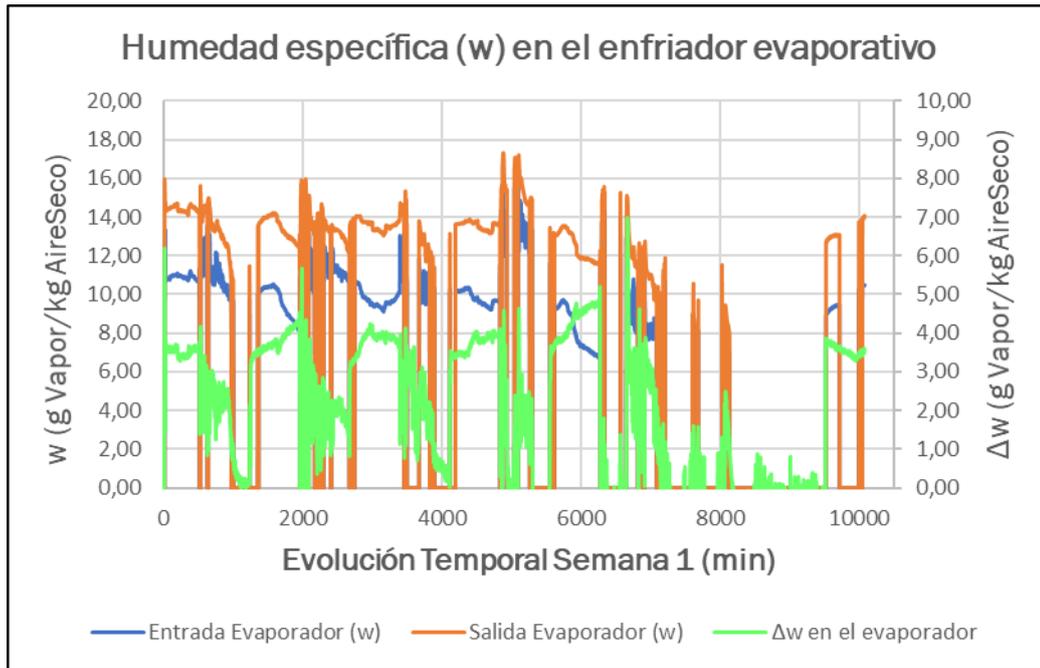


Figura A.4. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

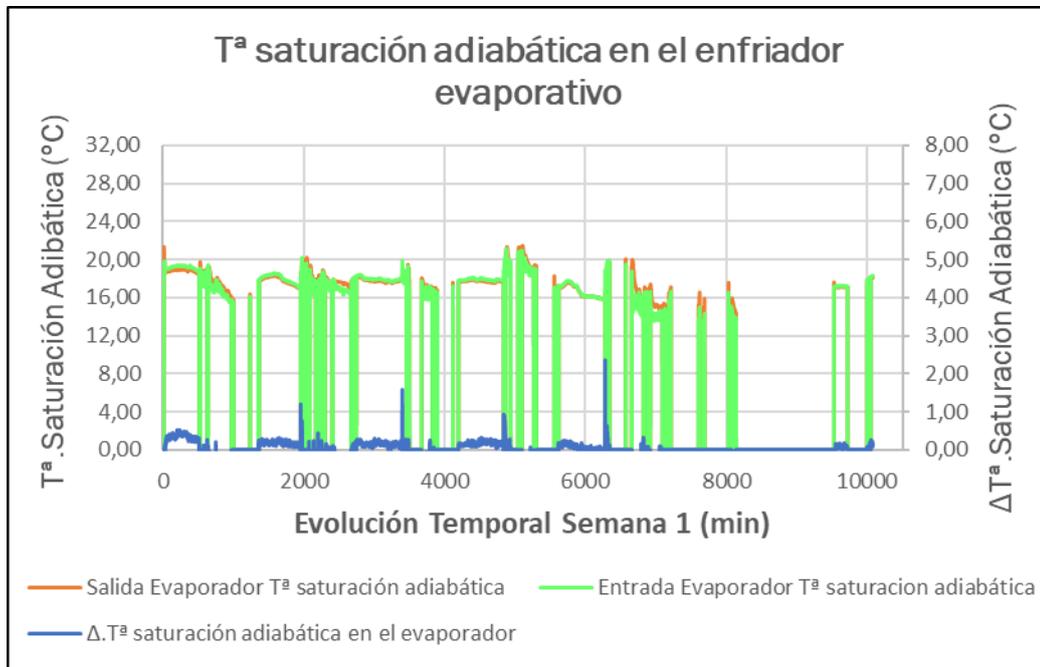


Figura A.5. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

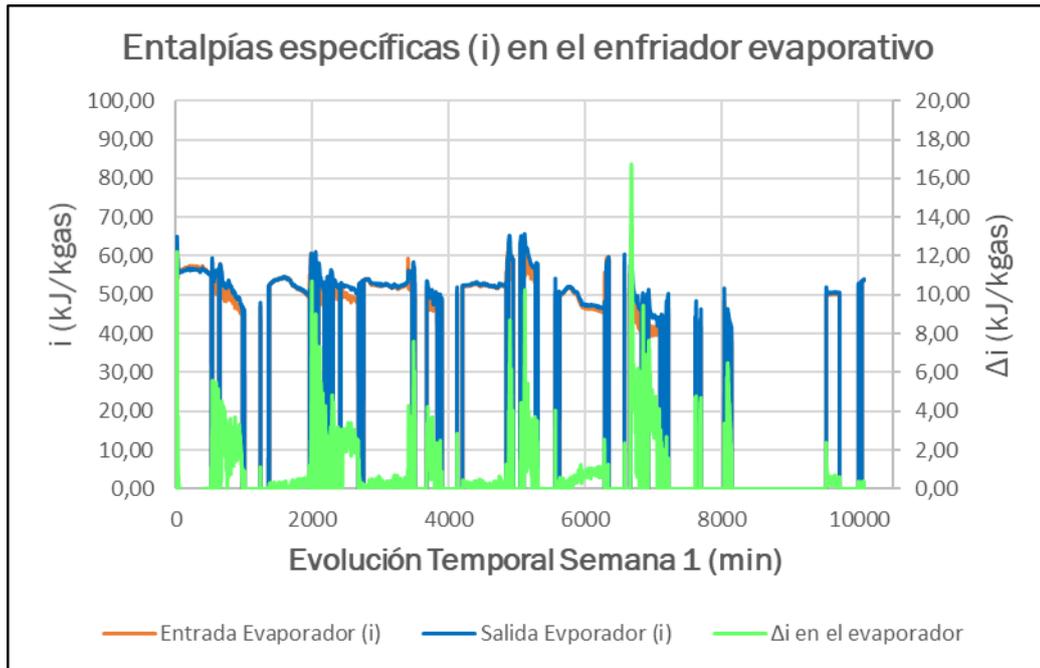


Figura A.6. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

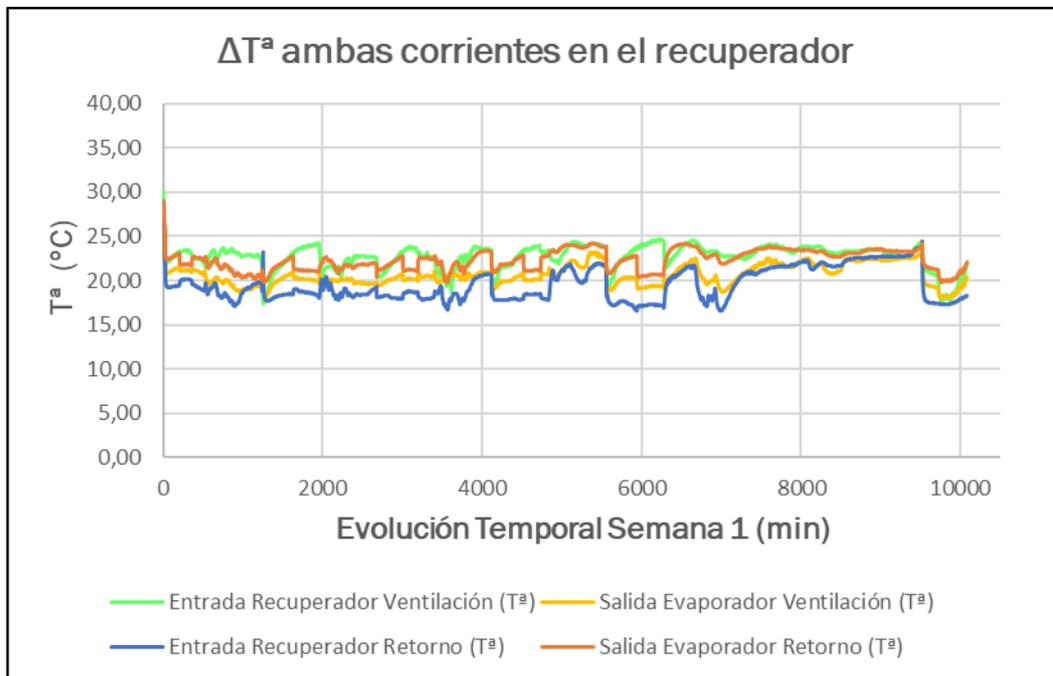


Figura A.7. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

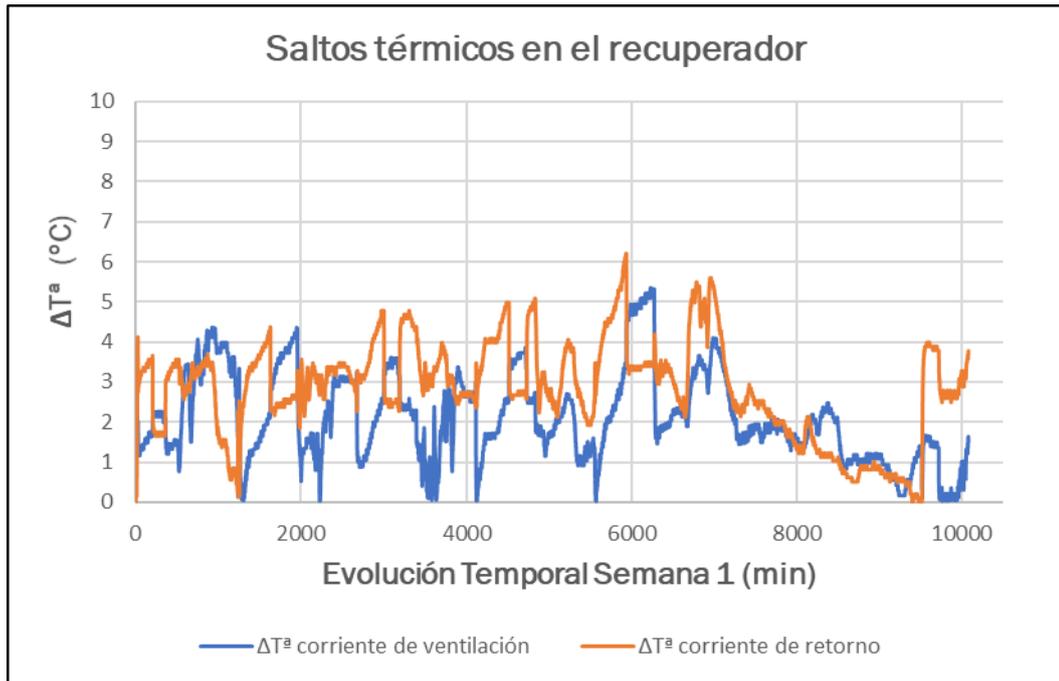


Figura A.8. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.

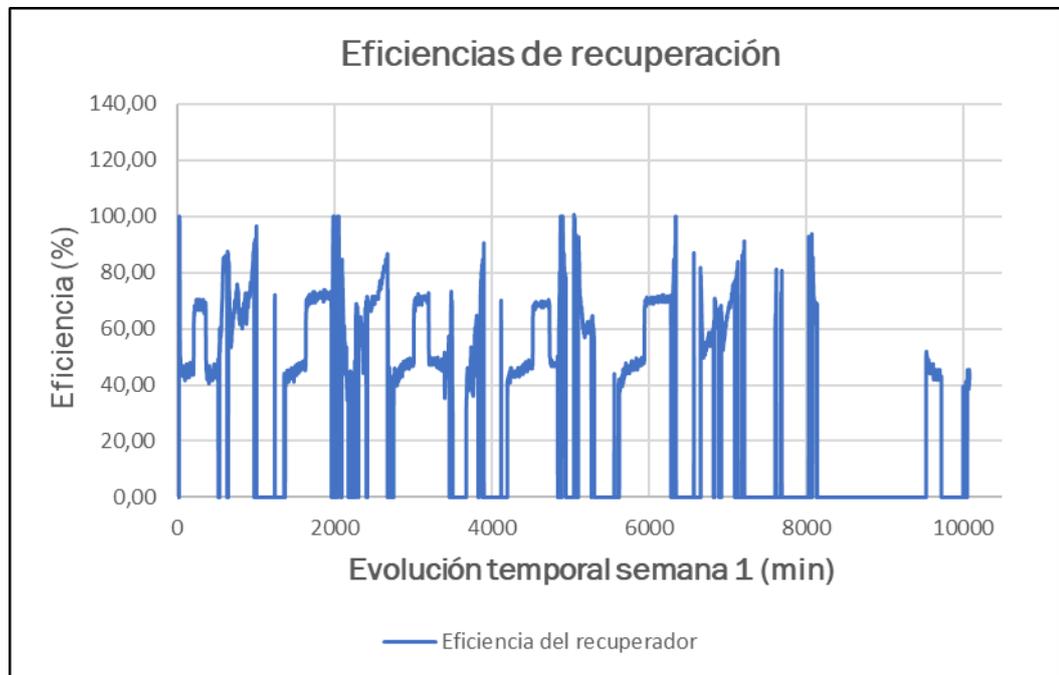


Figura A.9. Evolución de la eficiencia del recuperador.

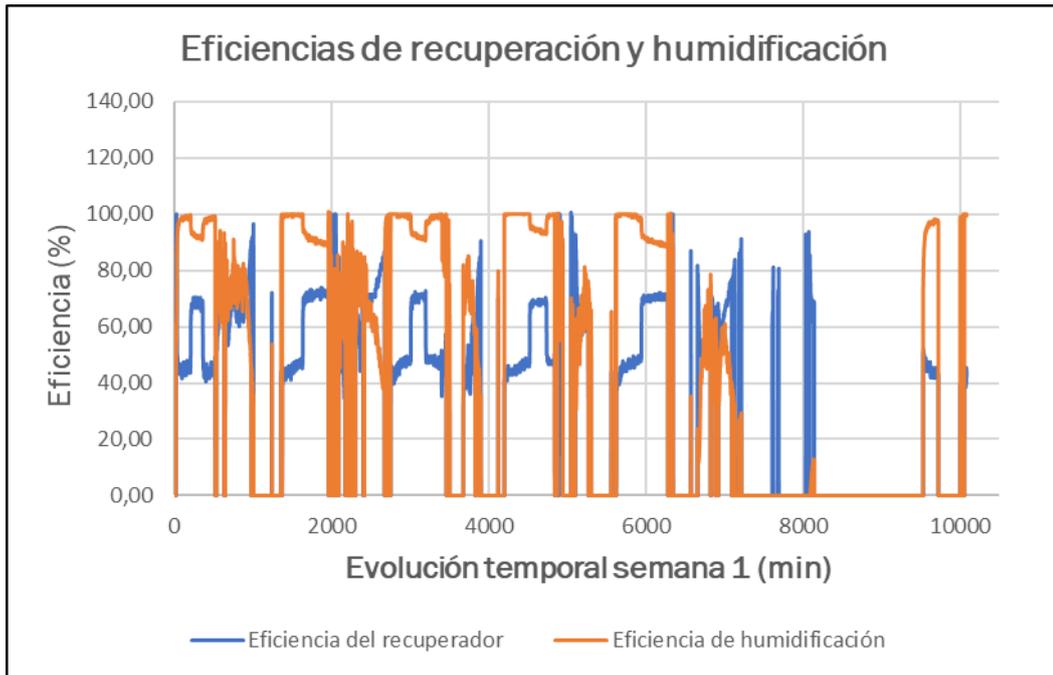


Figura A.10. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

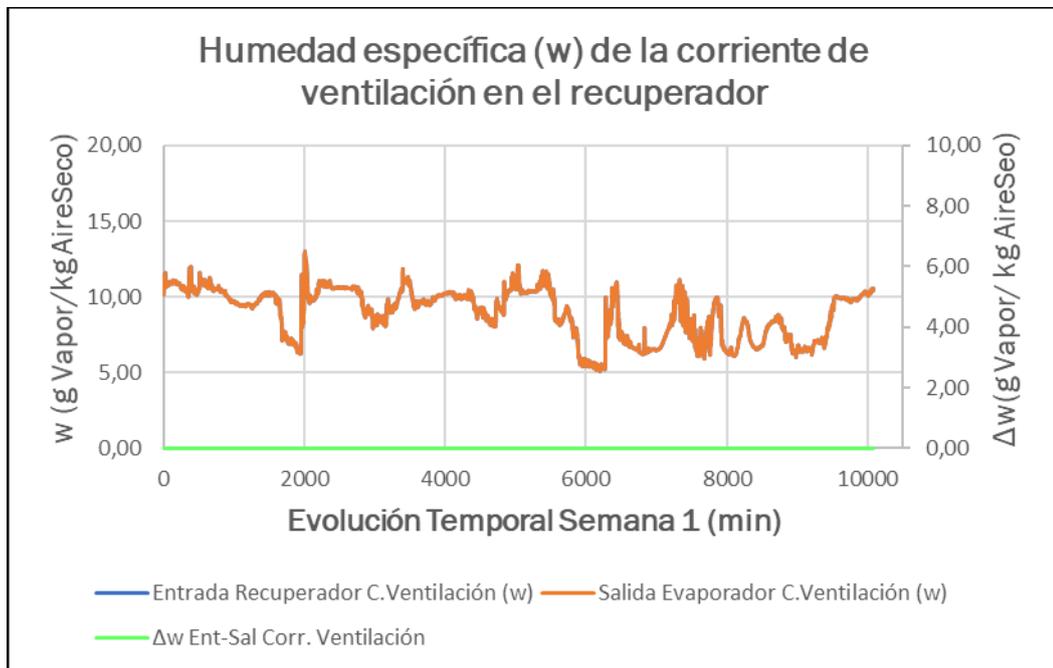


Figura A.11. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

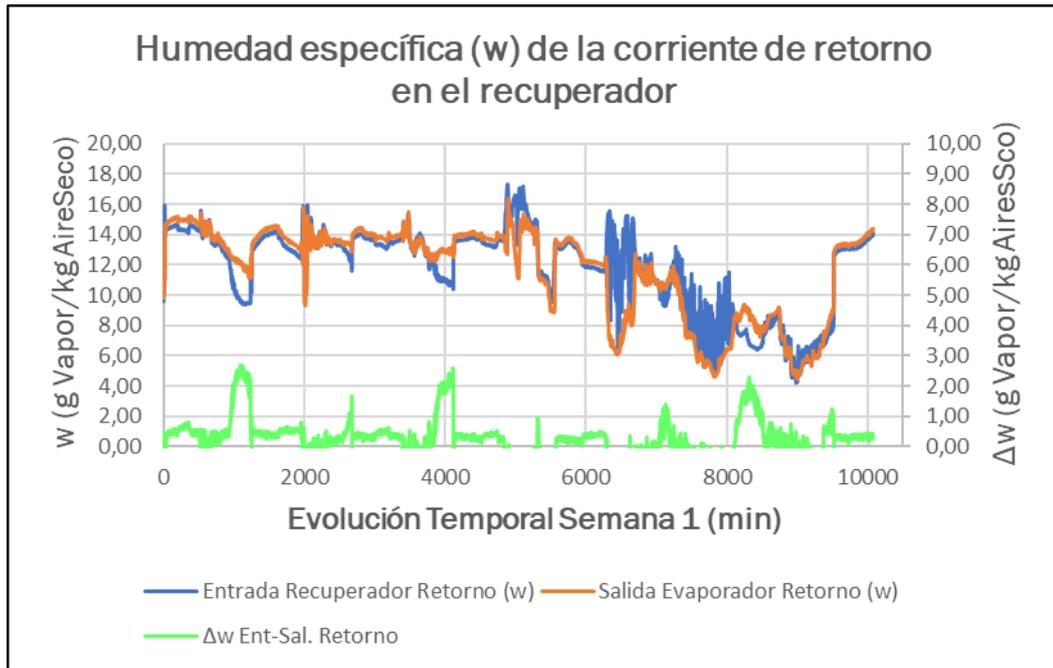


Figura A.12. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación

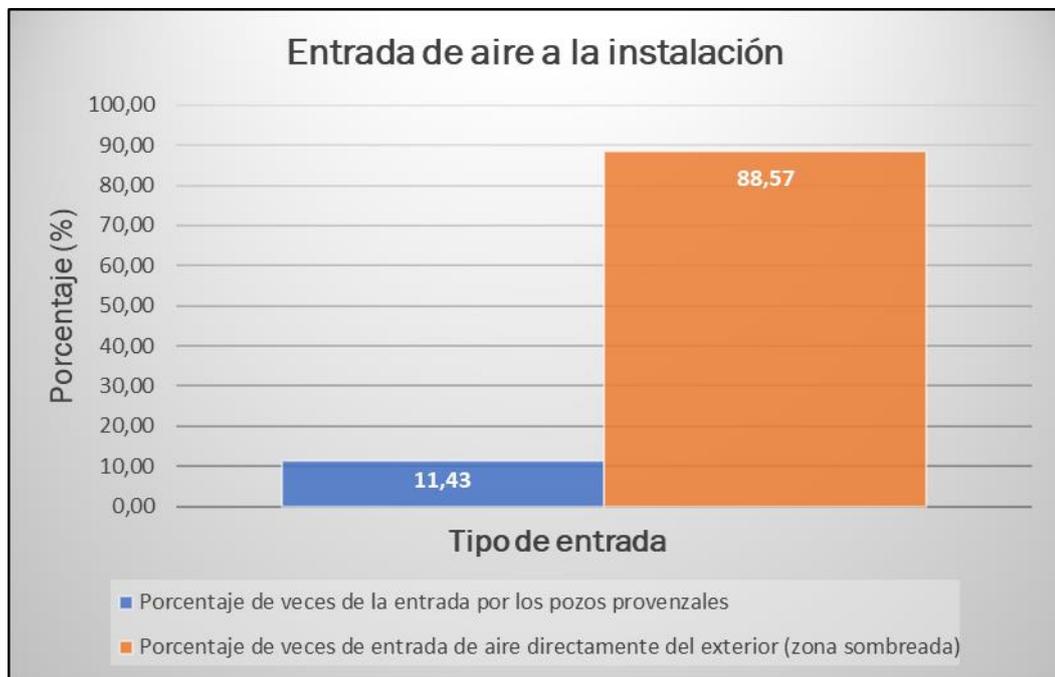


Figura A.13. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

## A.2. Semana 2: 8 - 15 de julio de 2019.

### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de la temperatura y humedad relativa

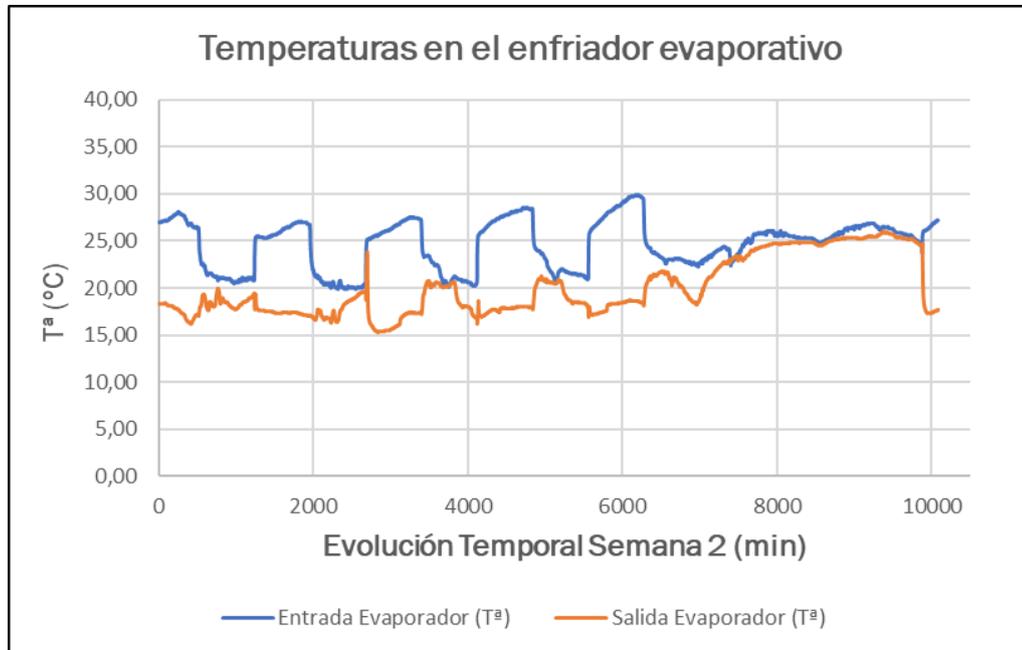


Figura A.14. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

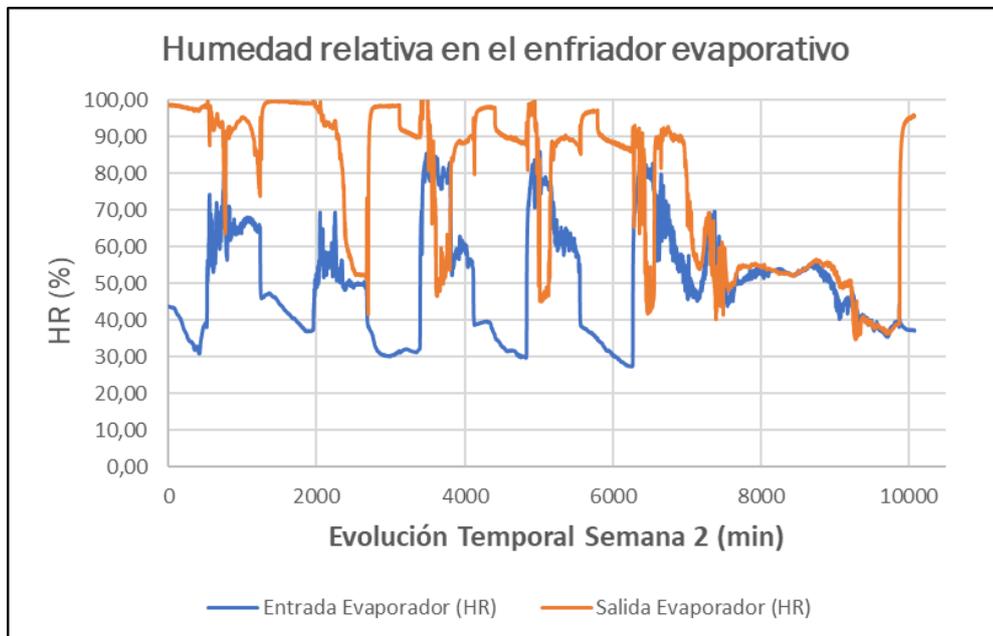


Figura A.15. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

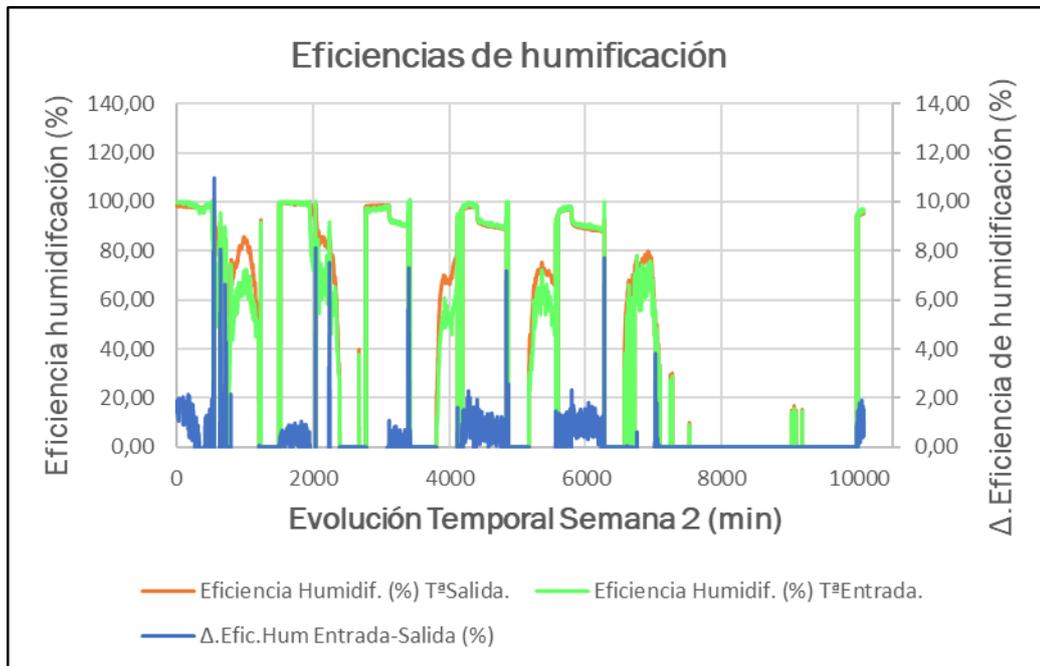


Figura A.16. Eficiencia de humidificación.

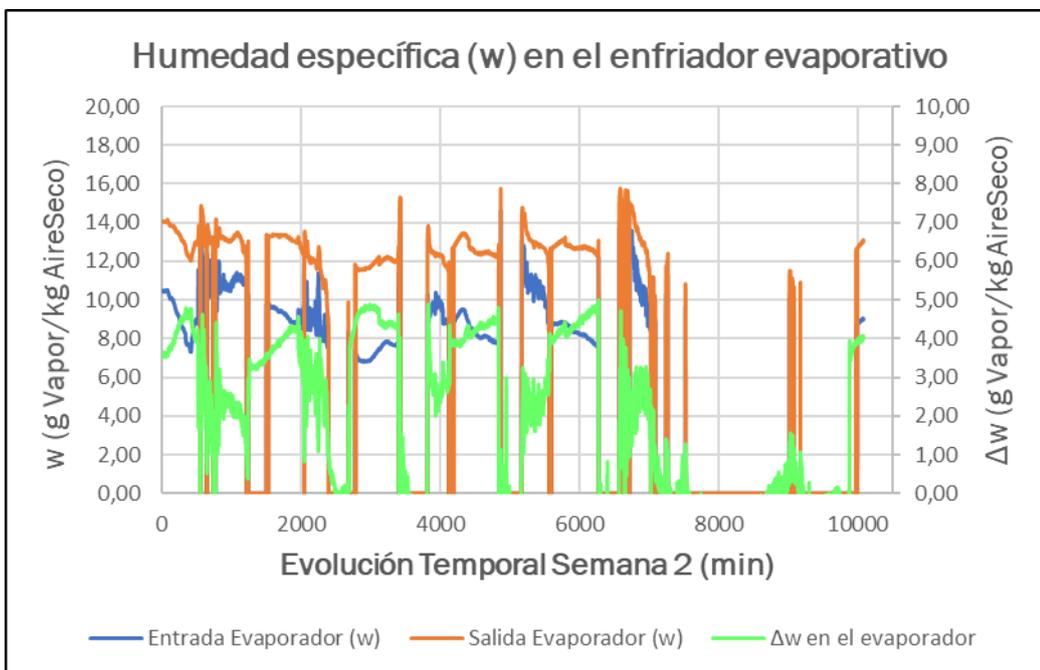


Figura A.17. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

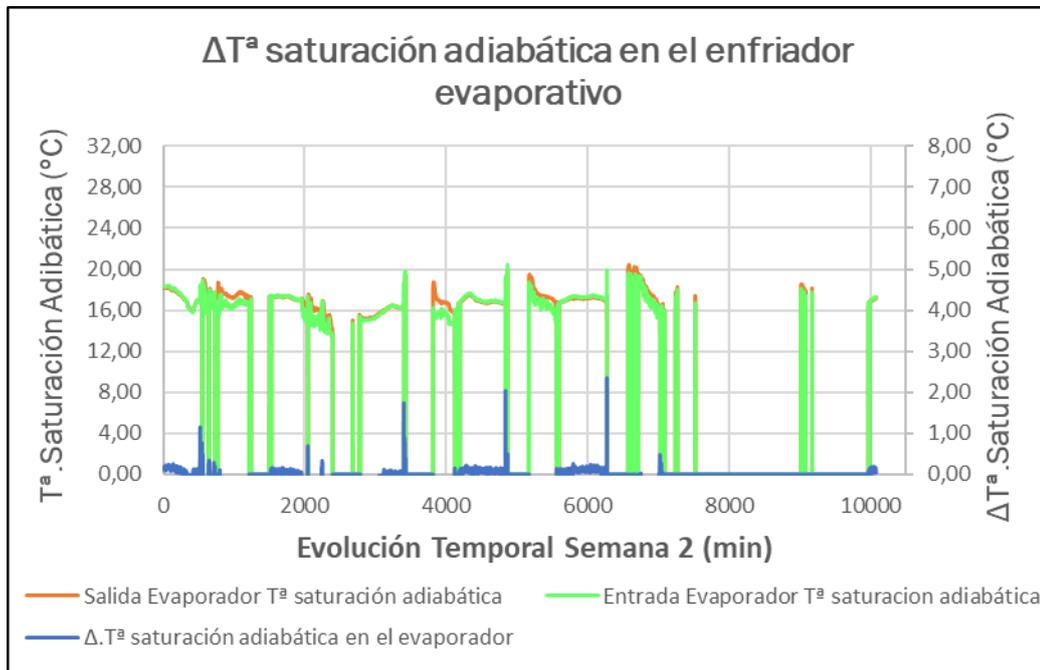


Figura A.18. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

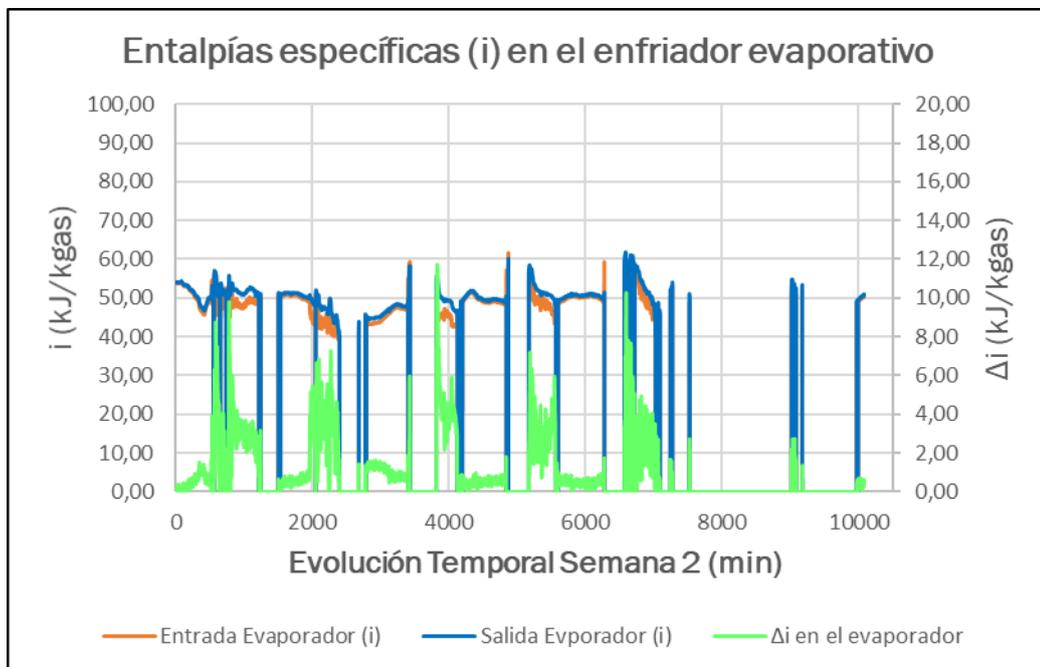


Figura A.19. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

## II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

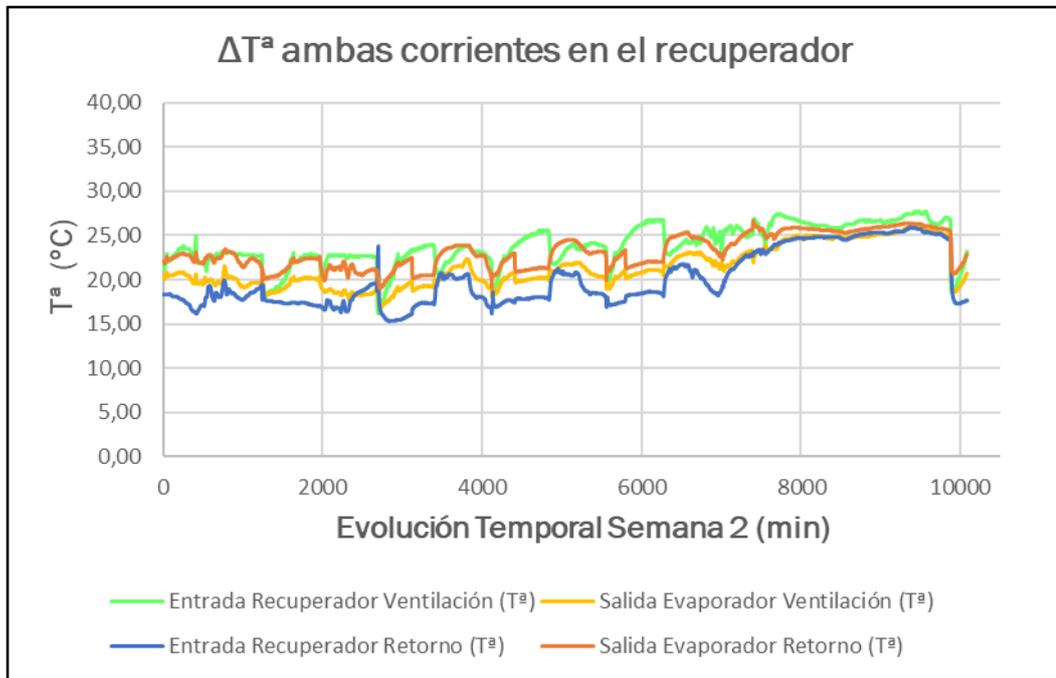


Figura A.20. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

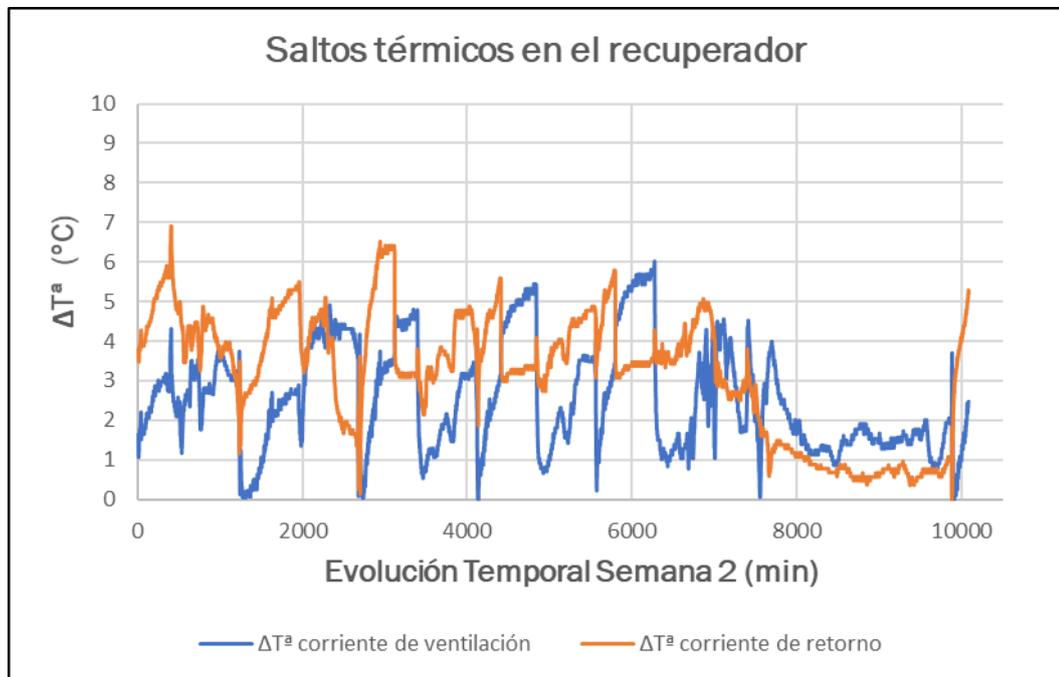


Figura A.21. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.

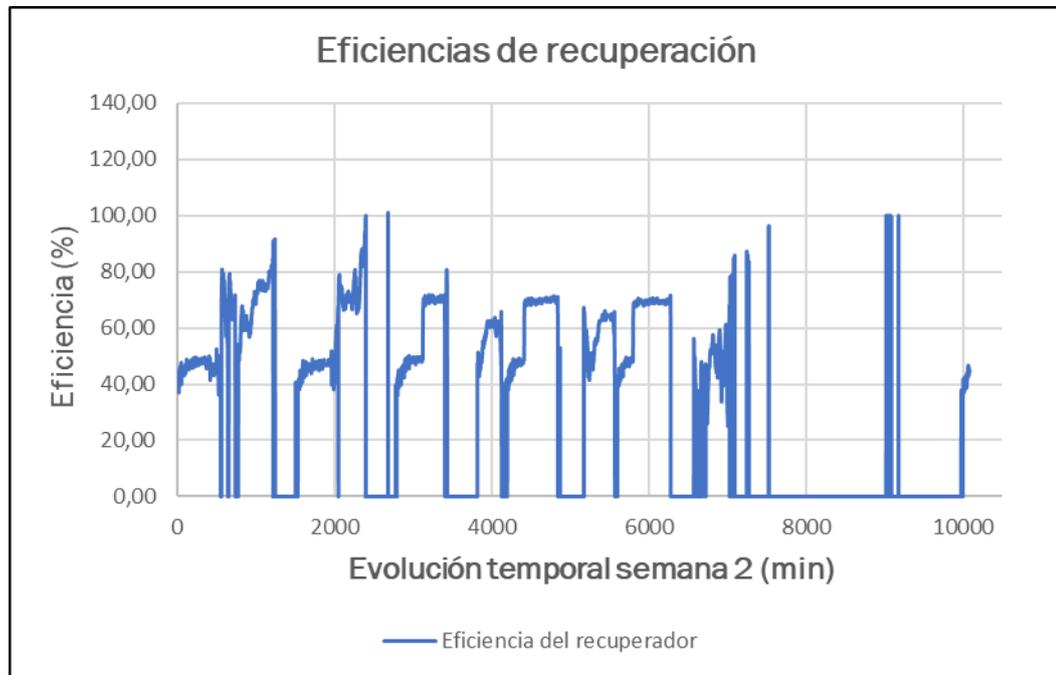


Figura A.22. Evolución de la eficiencia del recuperador.

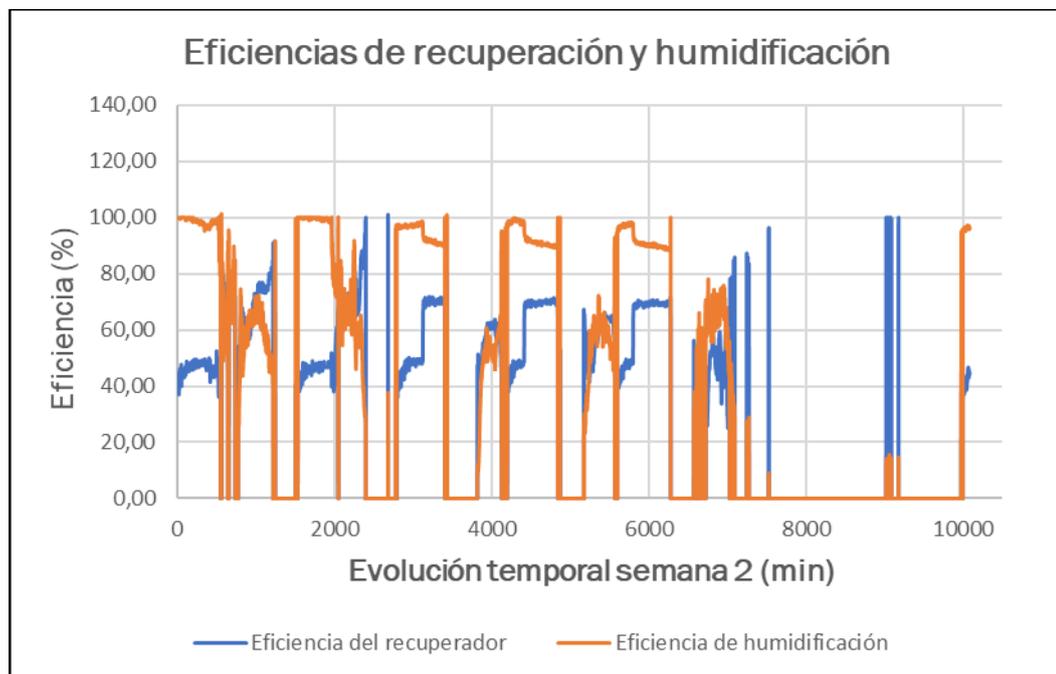


Figura A.23. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

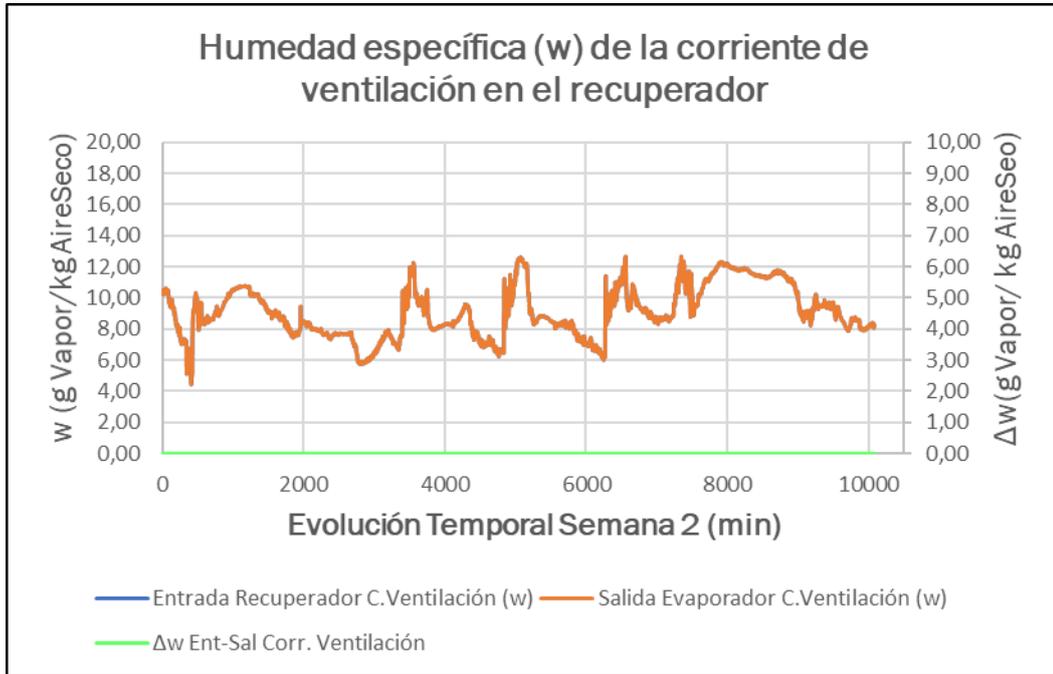


Figura A.24. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

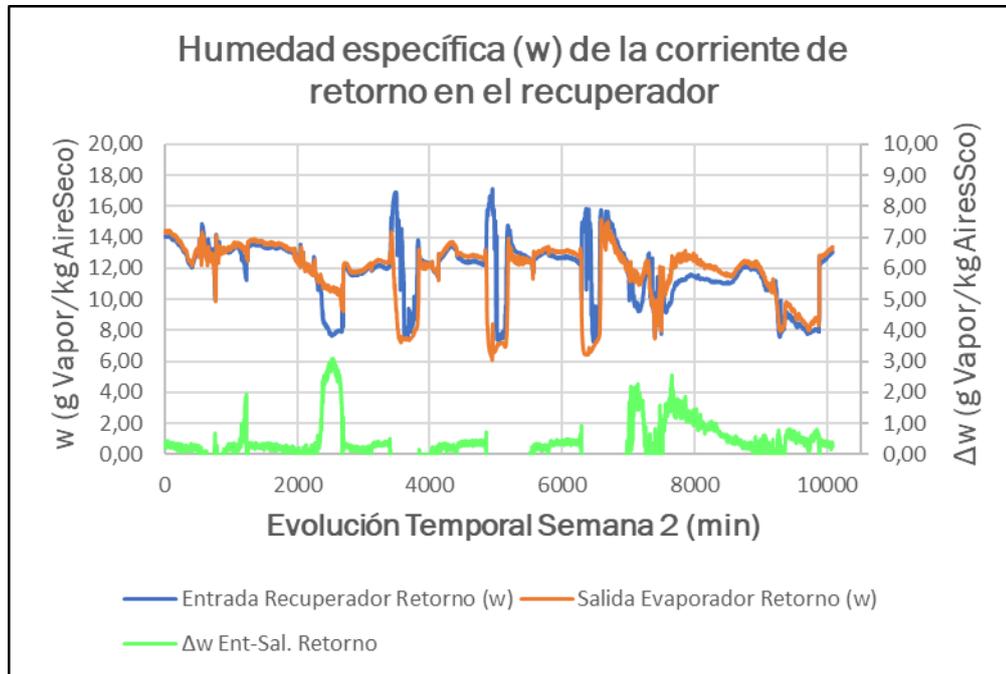


Figura A.25. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación

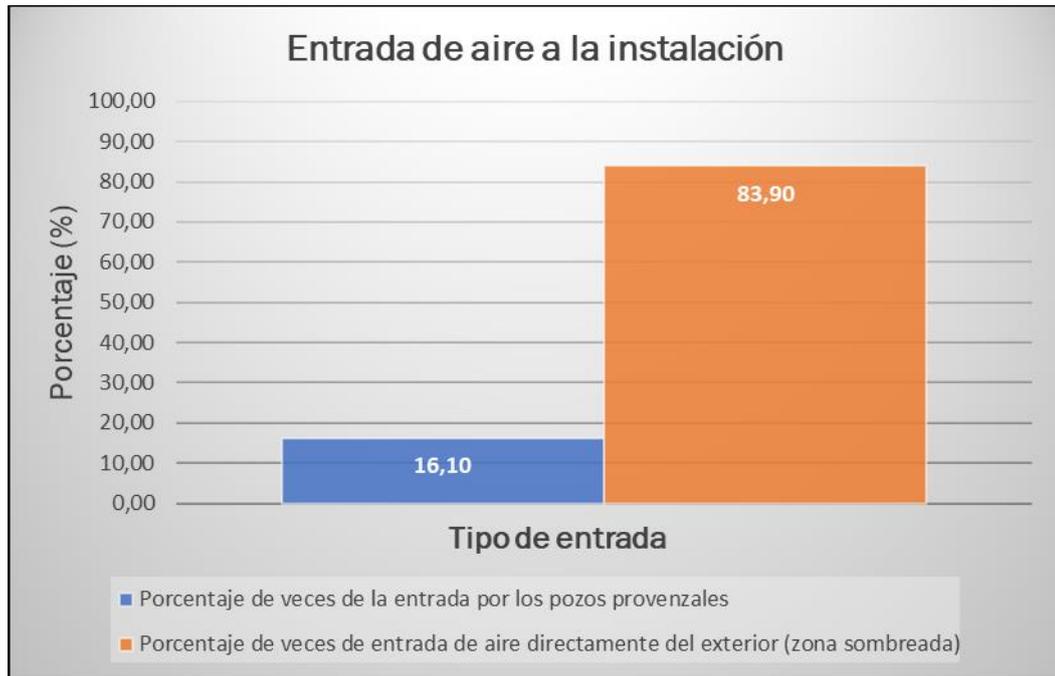


Figura A.26. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

#### A.3. Semana 4: 22 - 29 de julio de 2019.

##### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad relativa.

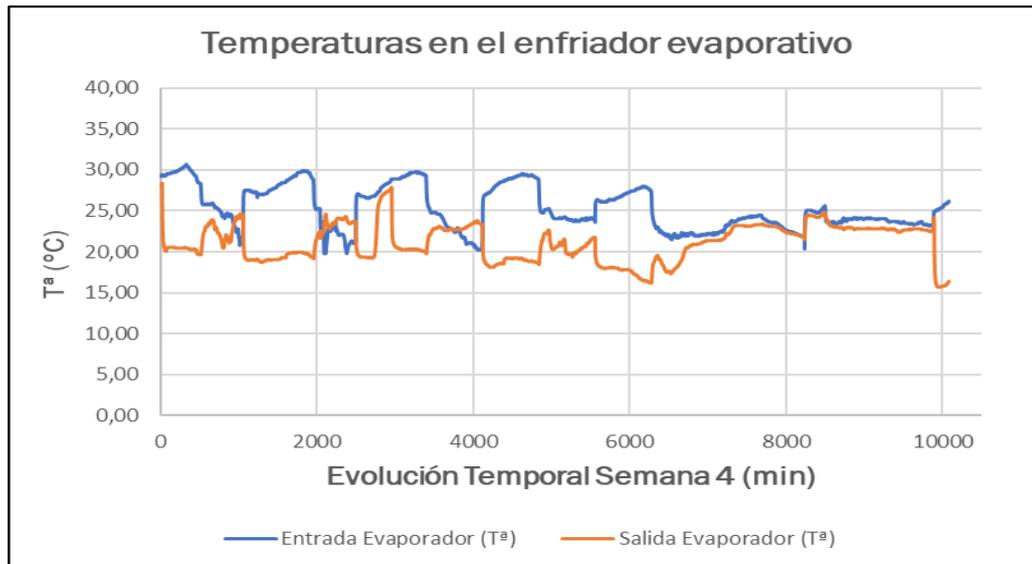


Figura A.27. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

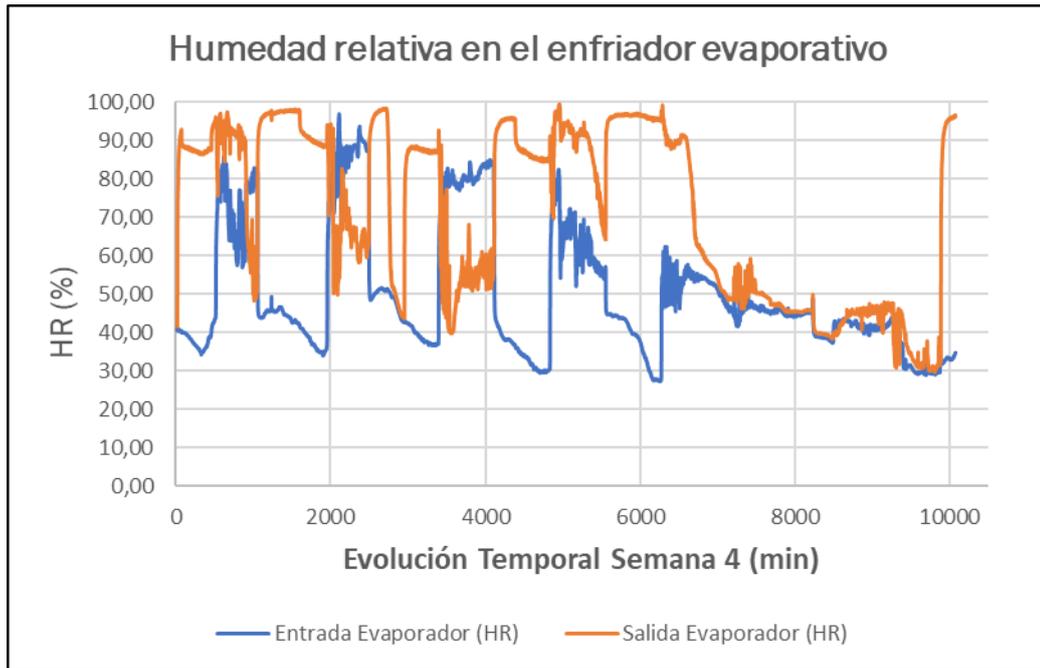


Figura A.28. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

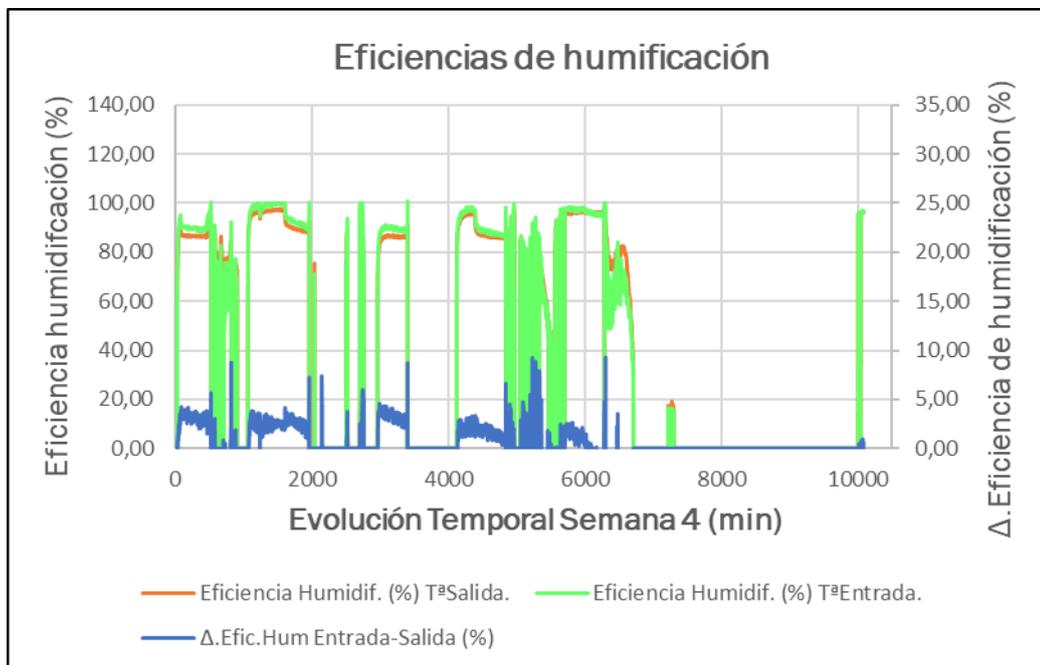


Figura A.29. Eficiencia de humidificación.

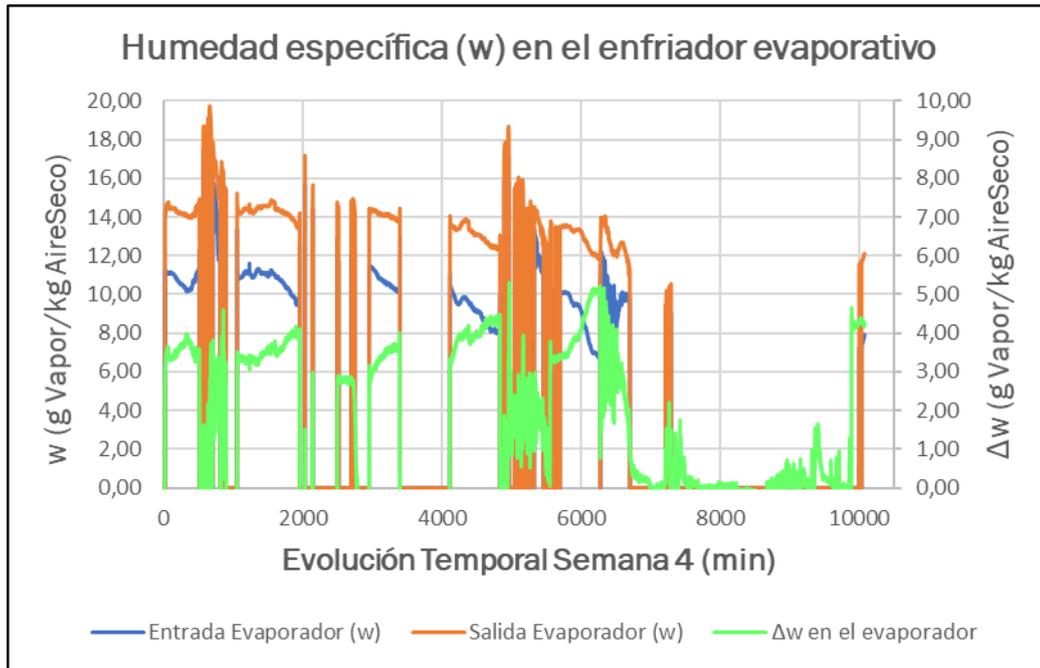


Figura A.30. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

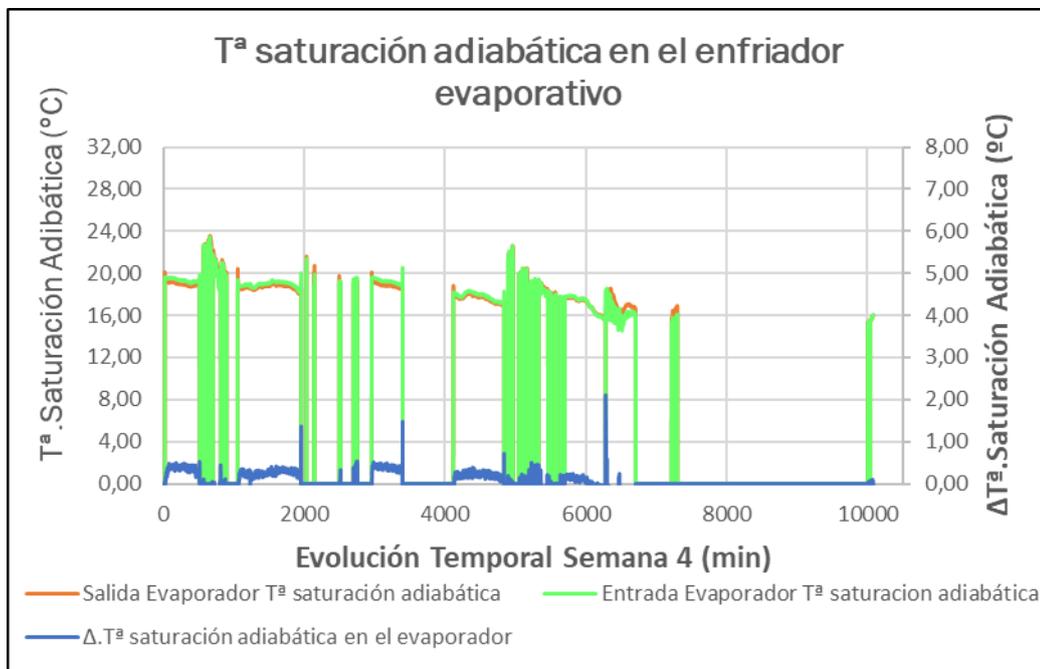


Figura A.31. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

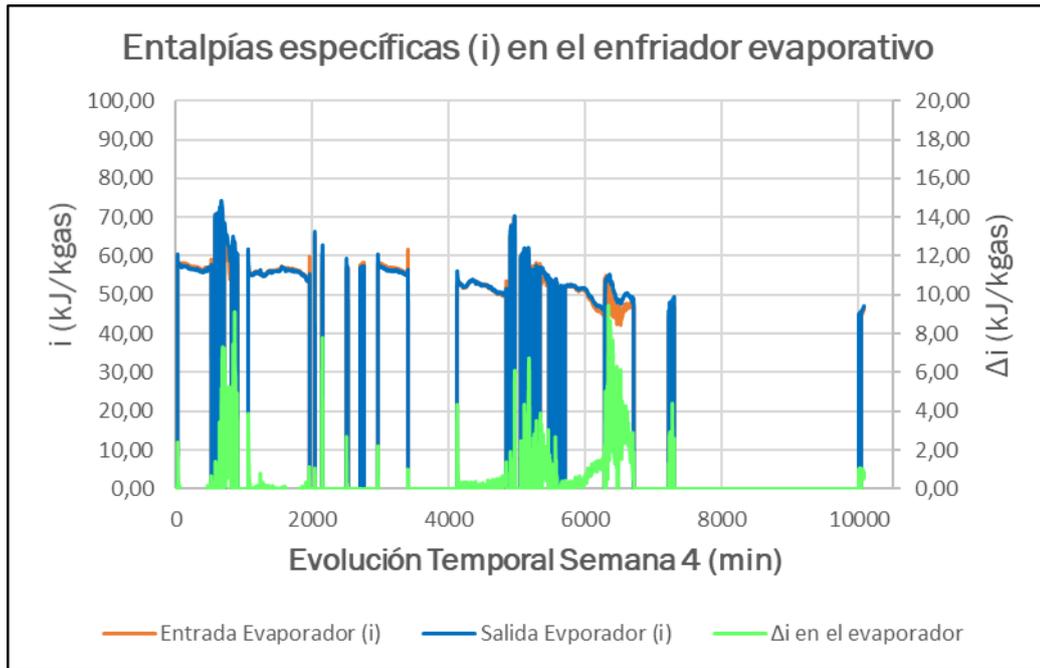


Figura A.32. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

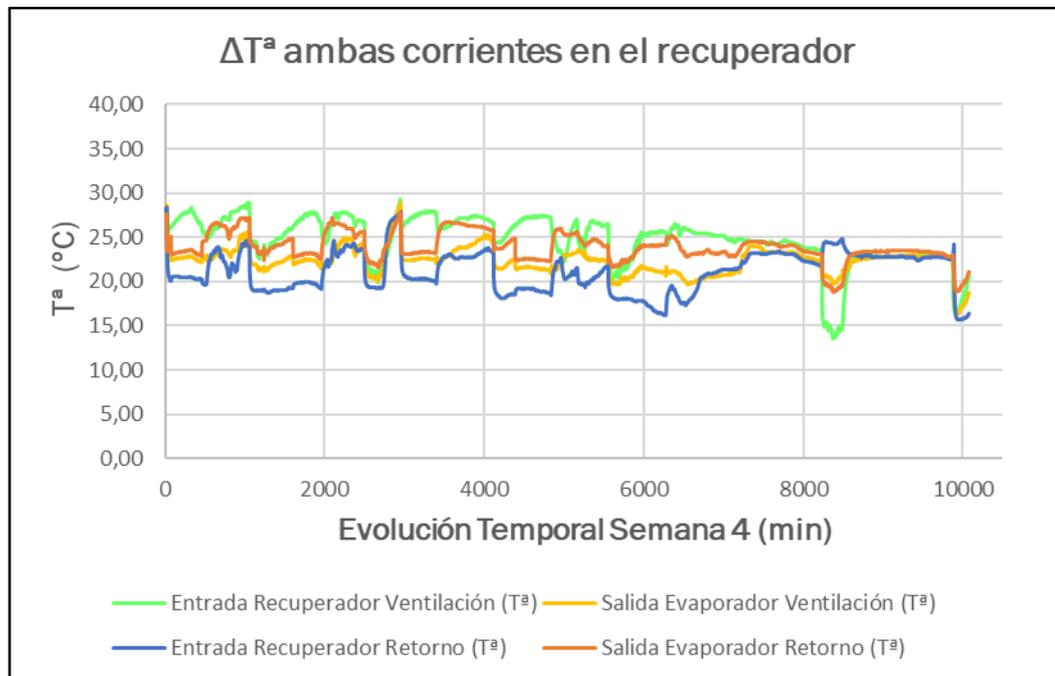


Figura A.33. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

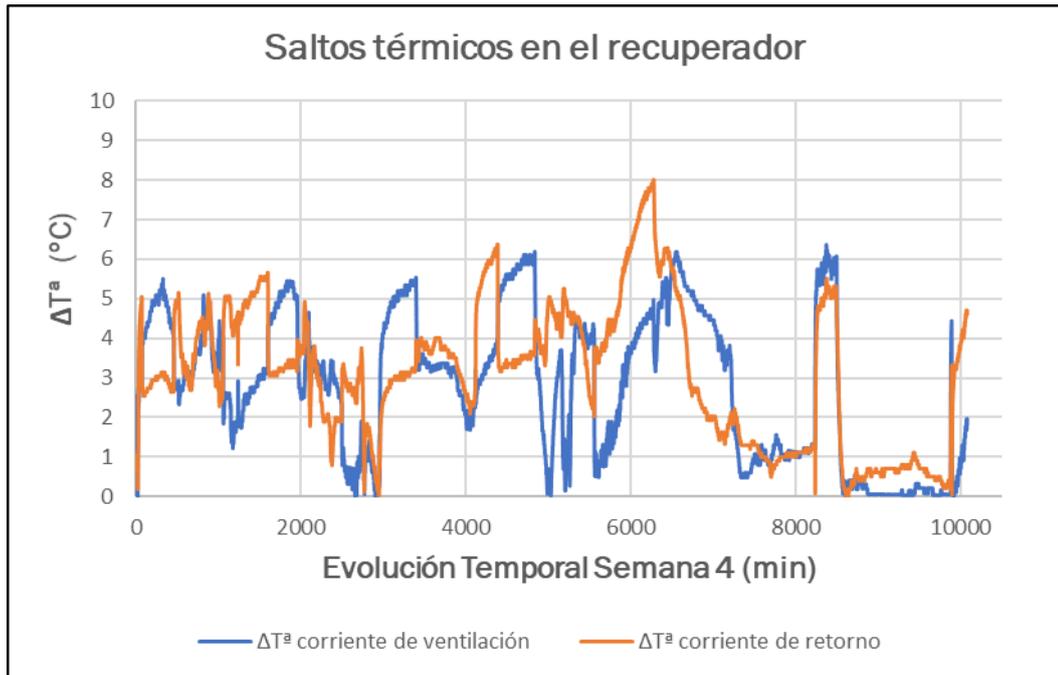


Figura A.34. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.

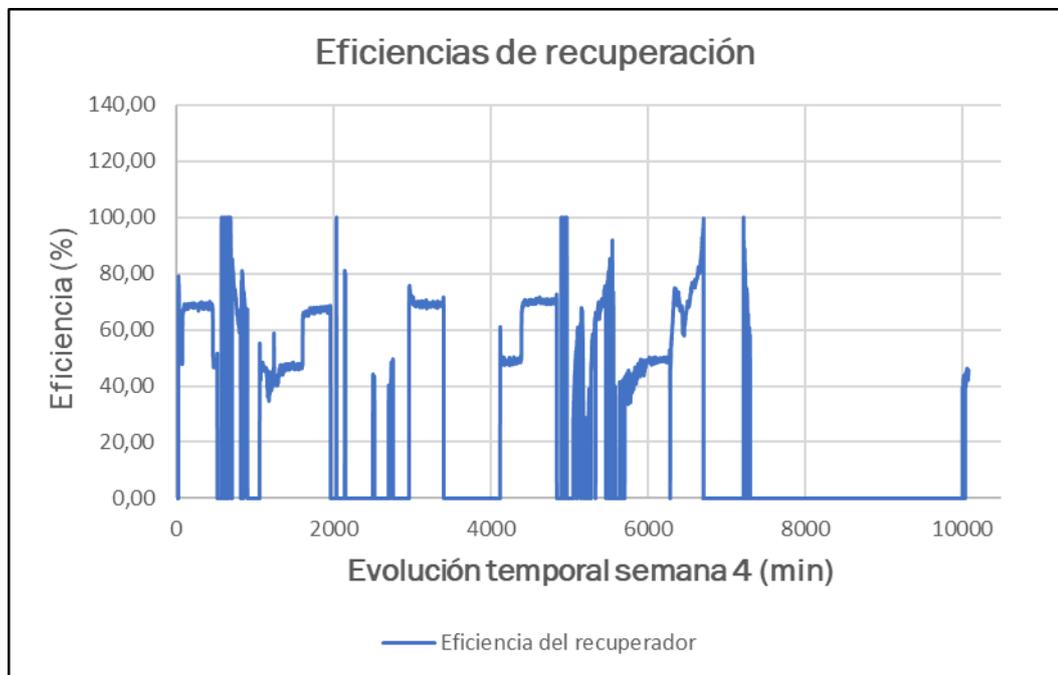


Figura A.35. Evolución de la eficiencia del recuperador.

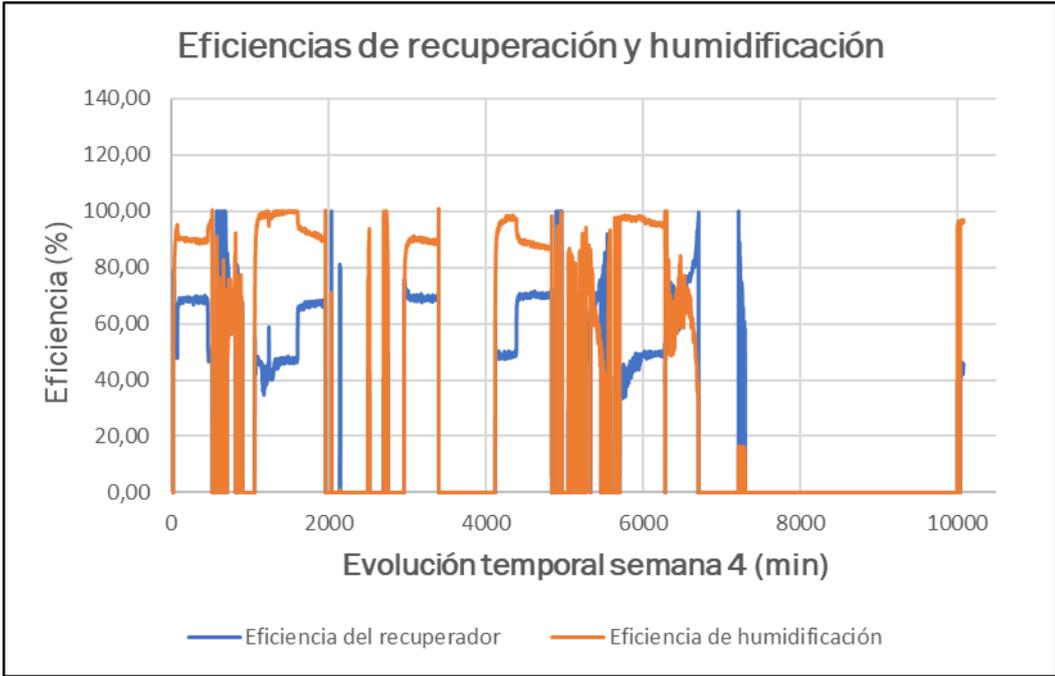


Figura A.36. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

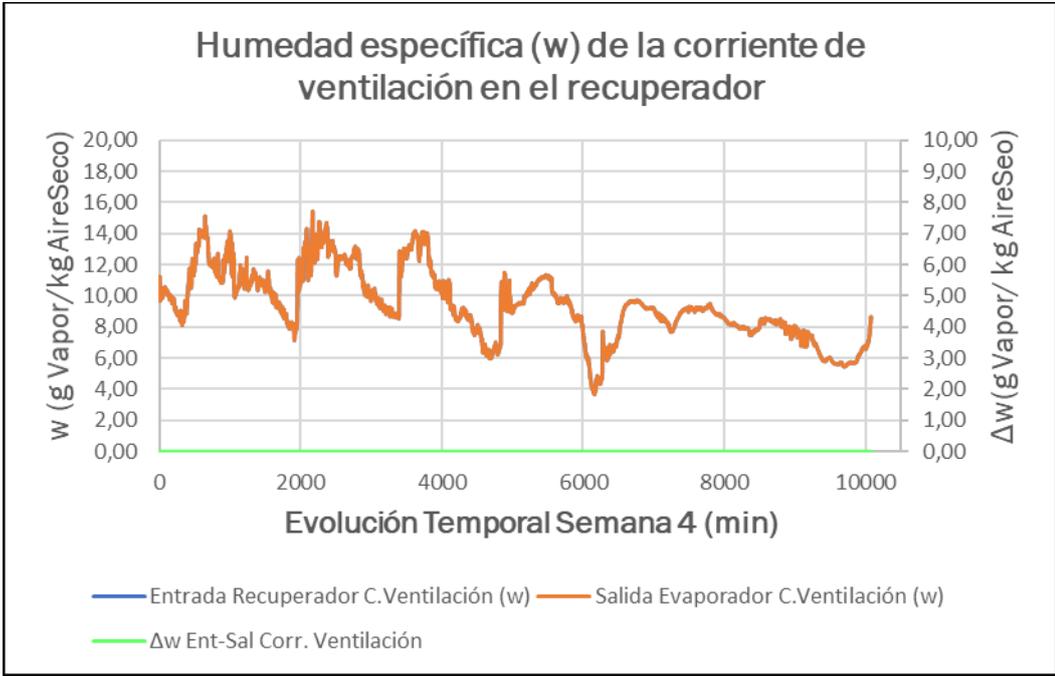


Figura A.37. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

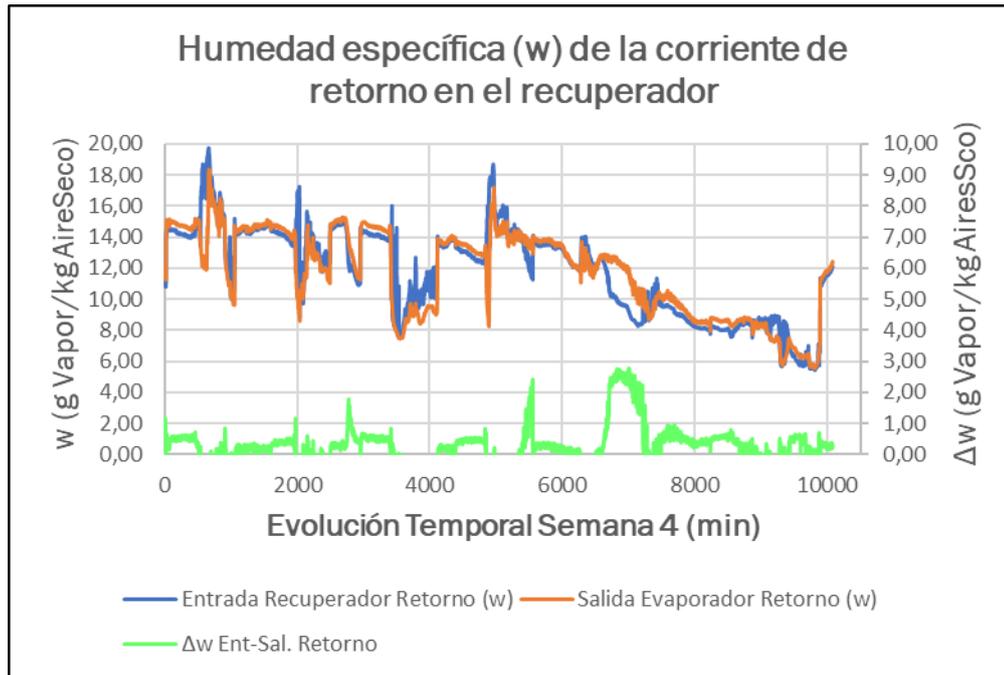


Figura A.38. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación



Figura A.39. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

#### A.4 Semana 5: 29 de julio – 5 de agosto de 2019.

##### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad relativa.

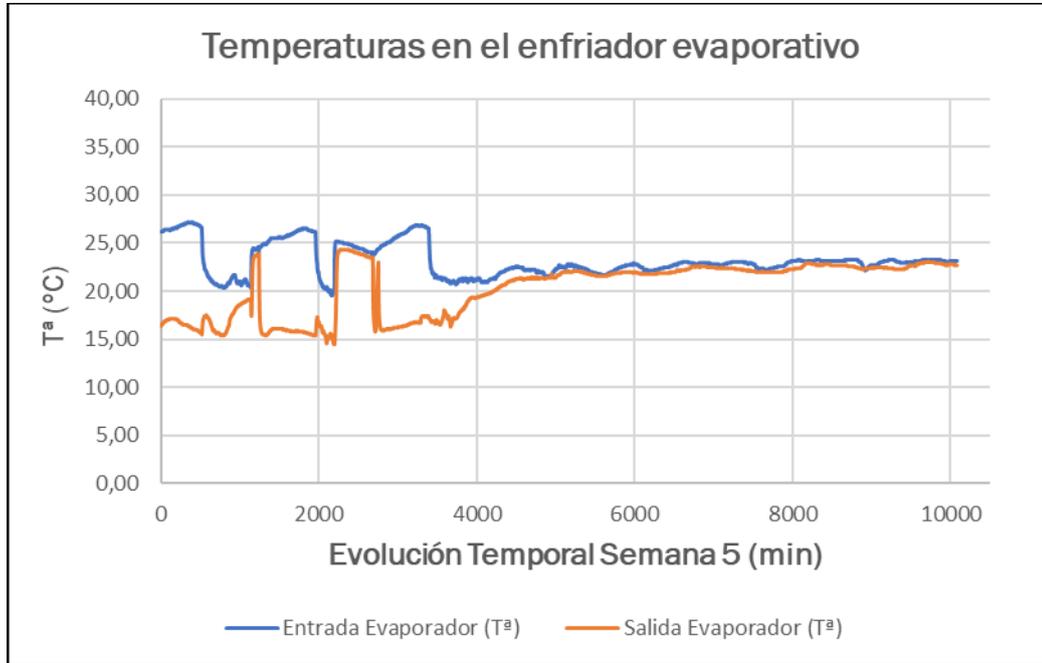


Figura A.40. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

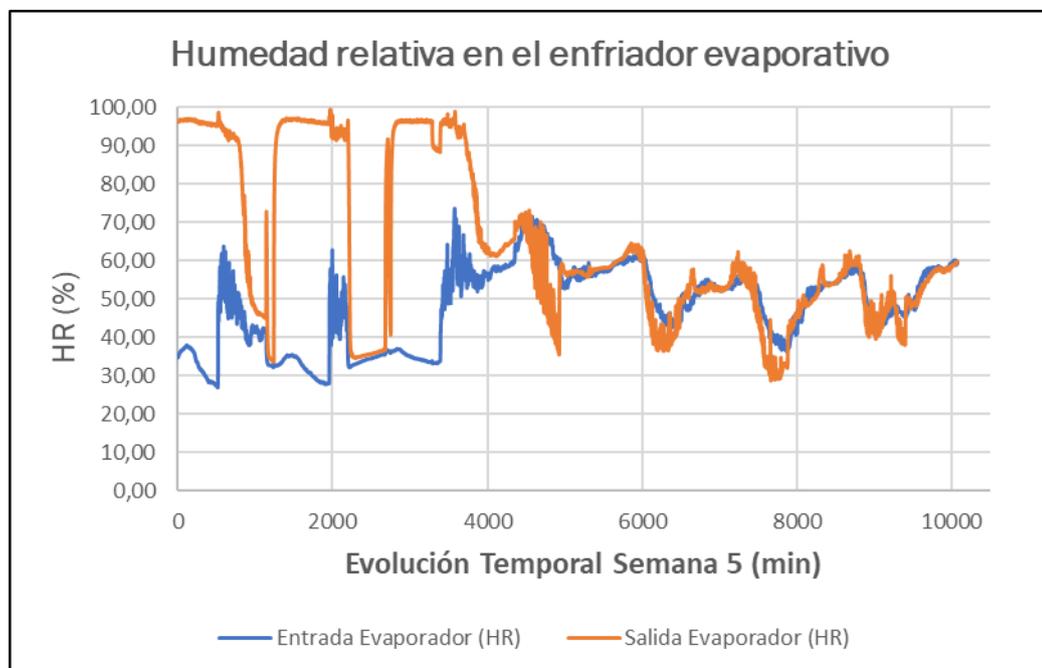


Figura A.41. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

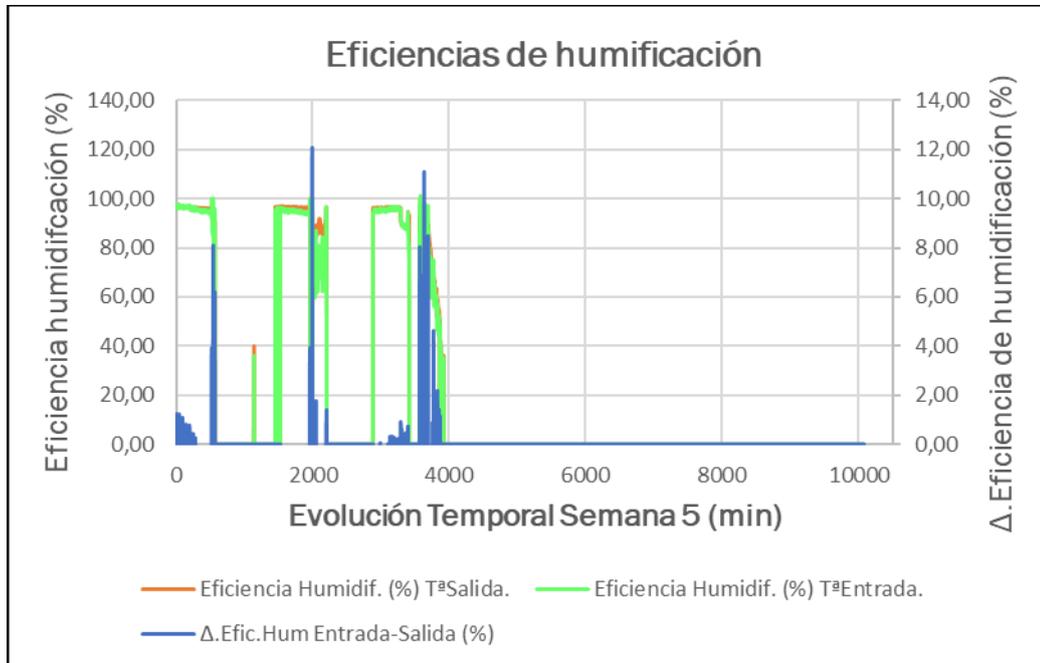


Figura A.42. Eficiencia de humidificación.

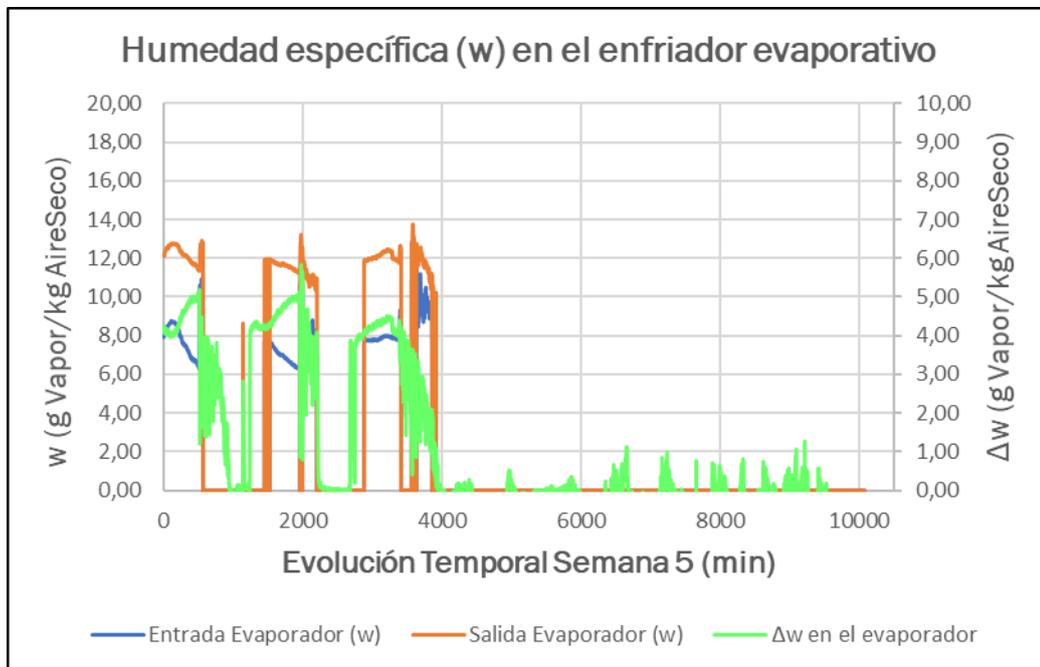


Figura A.43. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

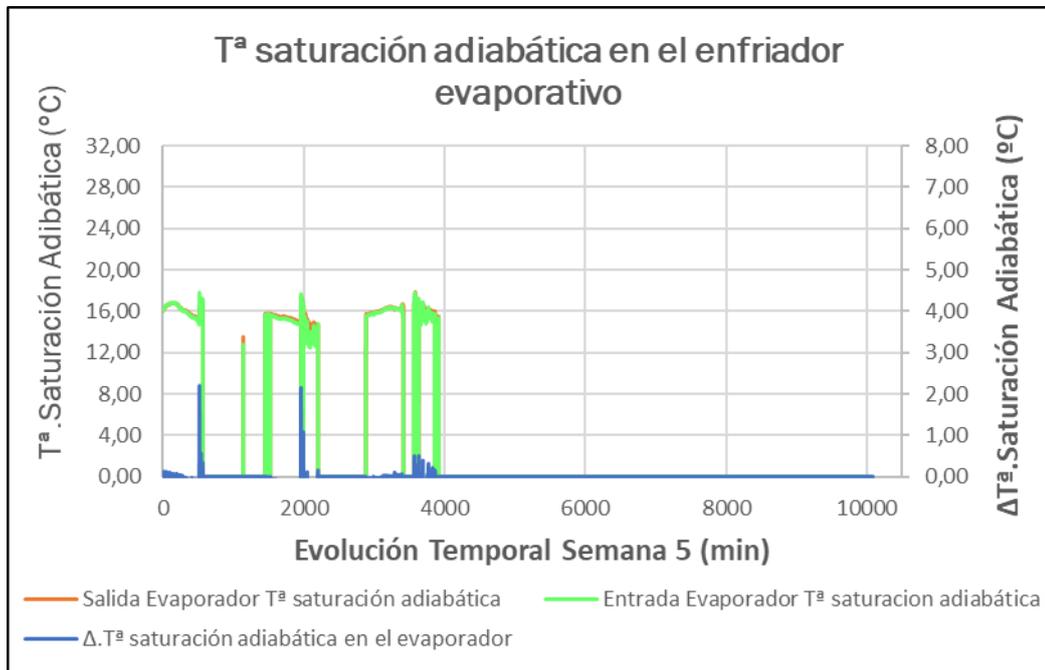


Figura A.44. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

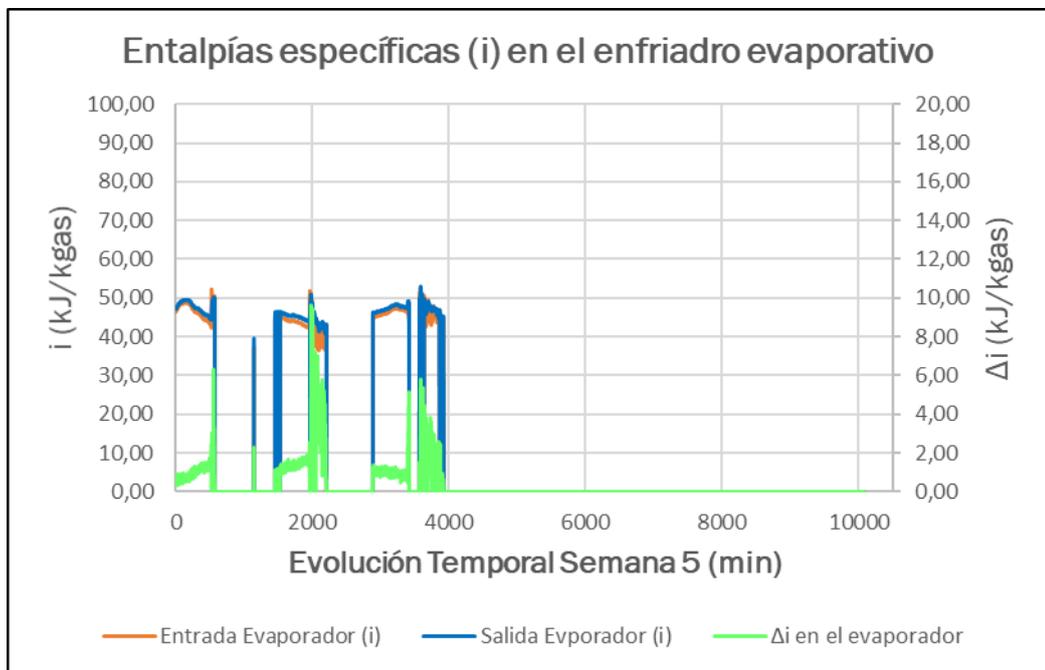


Figura A.45. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

## II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

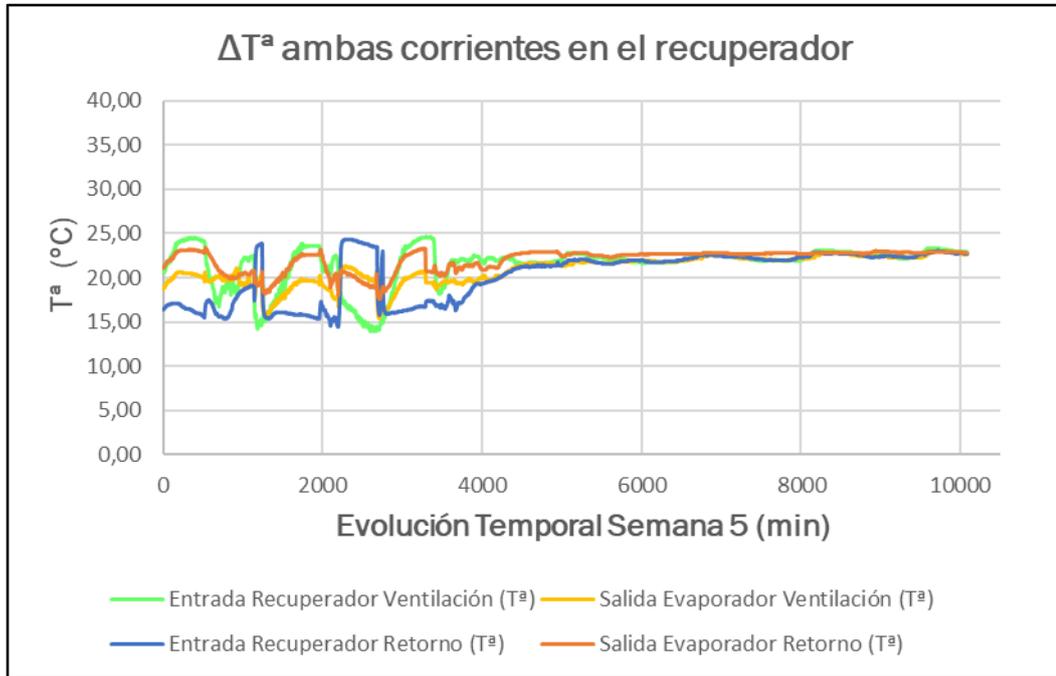


Figura A.46. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

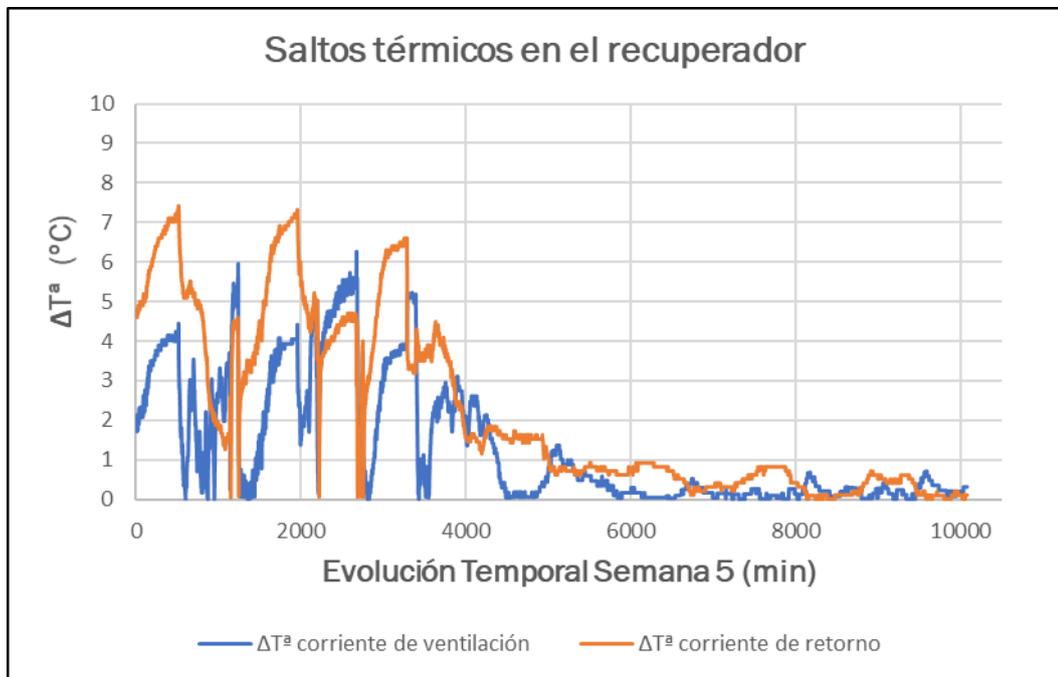


Figura A.47. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.

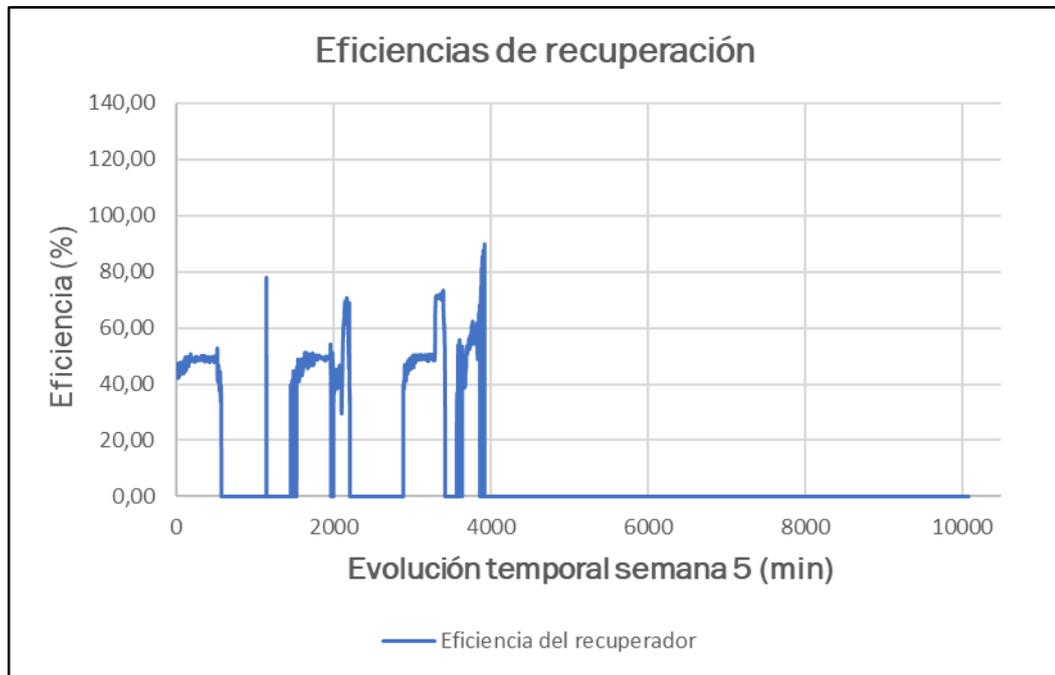


Figura A.48. Evolución de la eficiencia del recuperador.

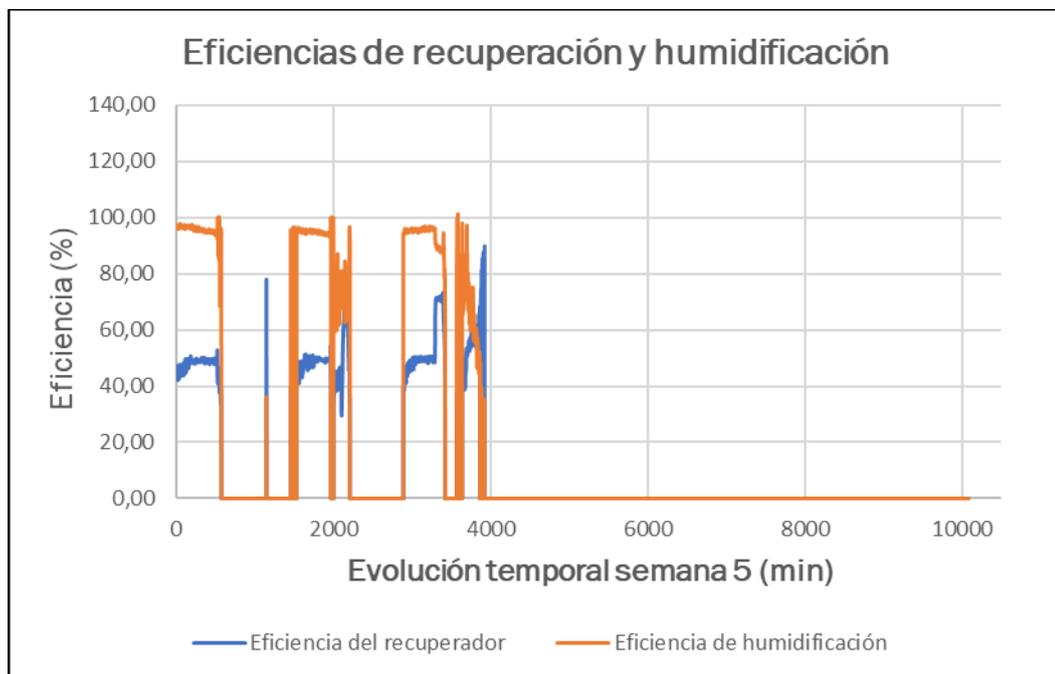


Figura A.49. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

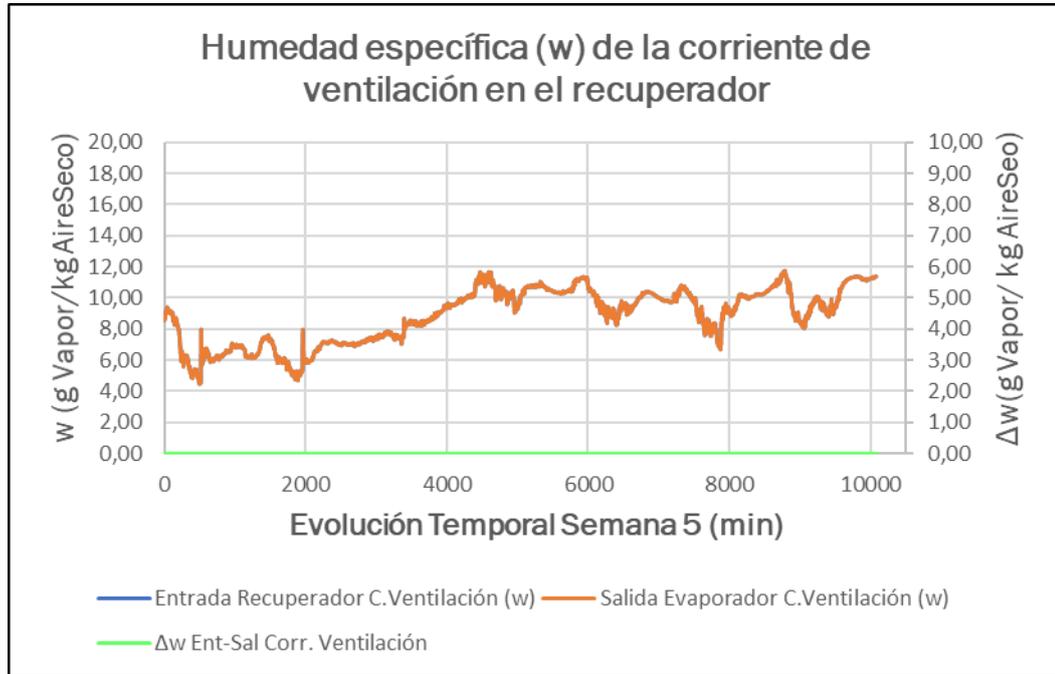


Figura A.50. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

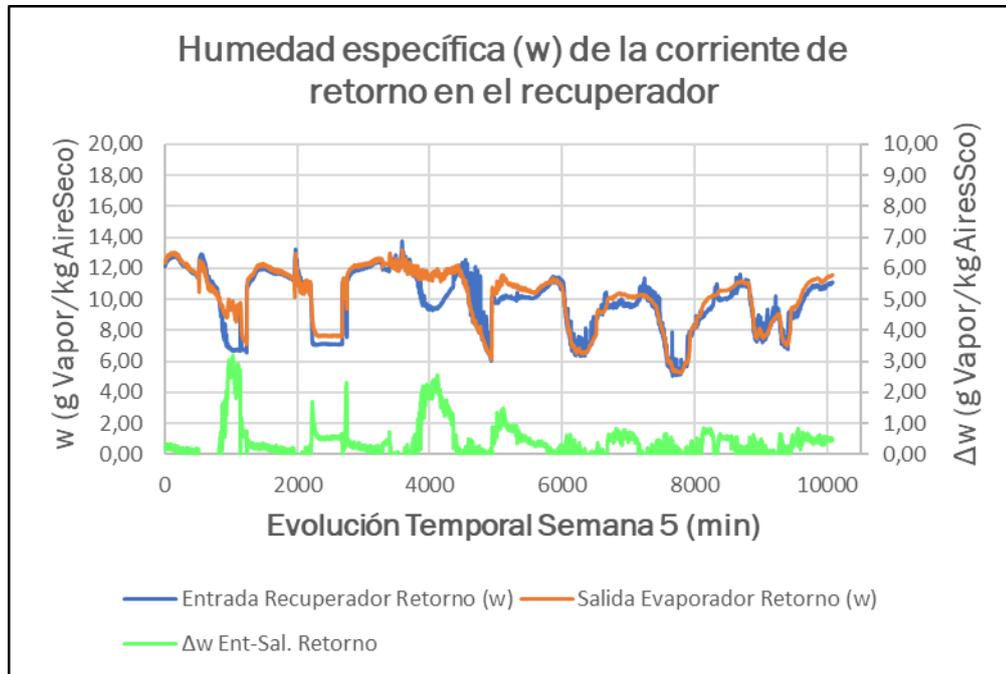


Figura A.51. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación

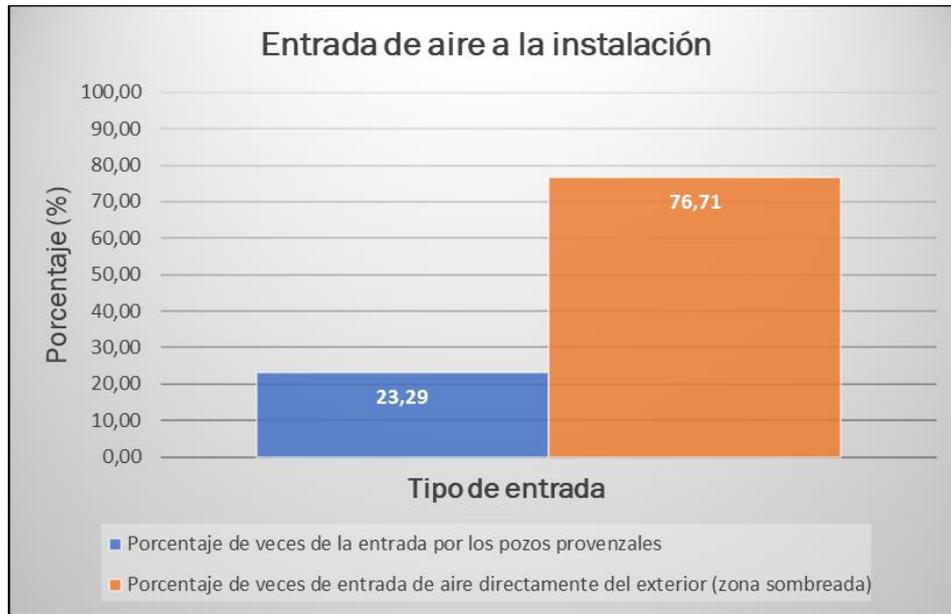


Figura A.52. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

#### A.5. Semana 6: 5 - 12 de agosto de 2019

##### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad relativa.

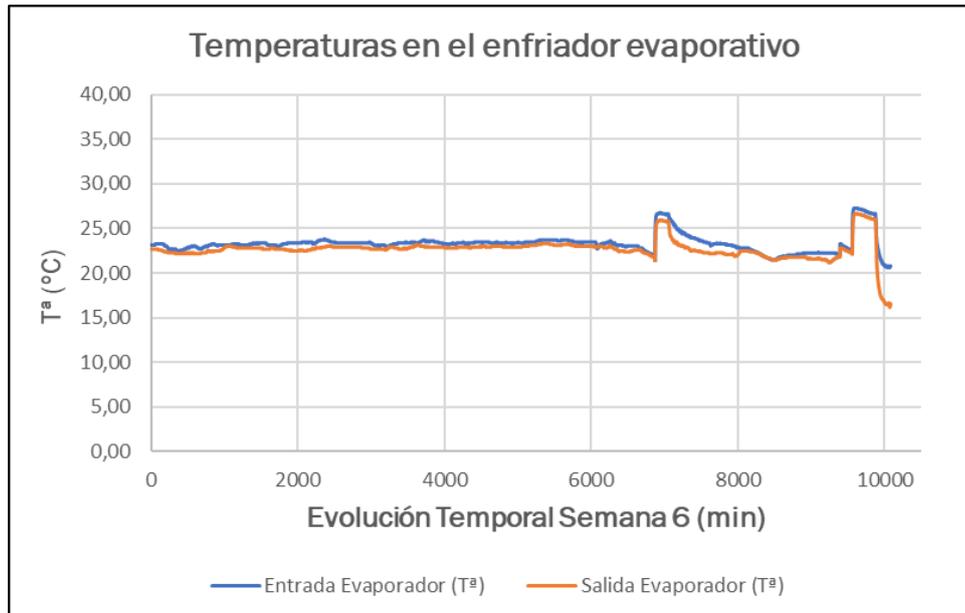


Figura A.53. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

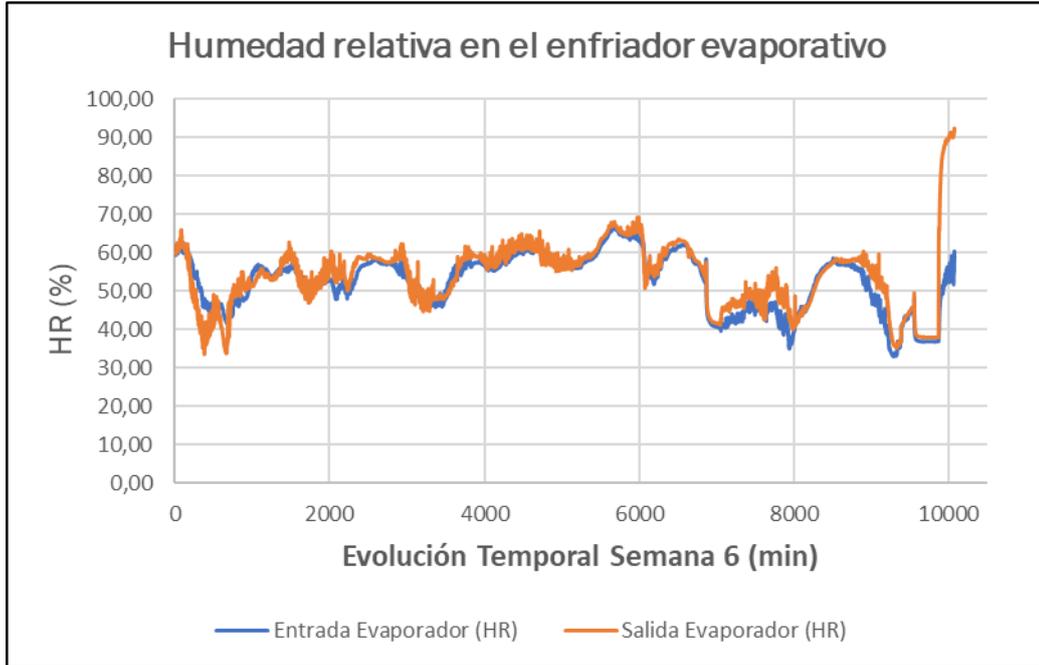


Figura A.54. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación

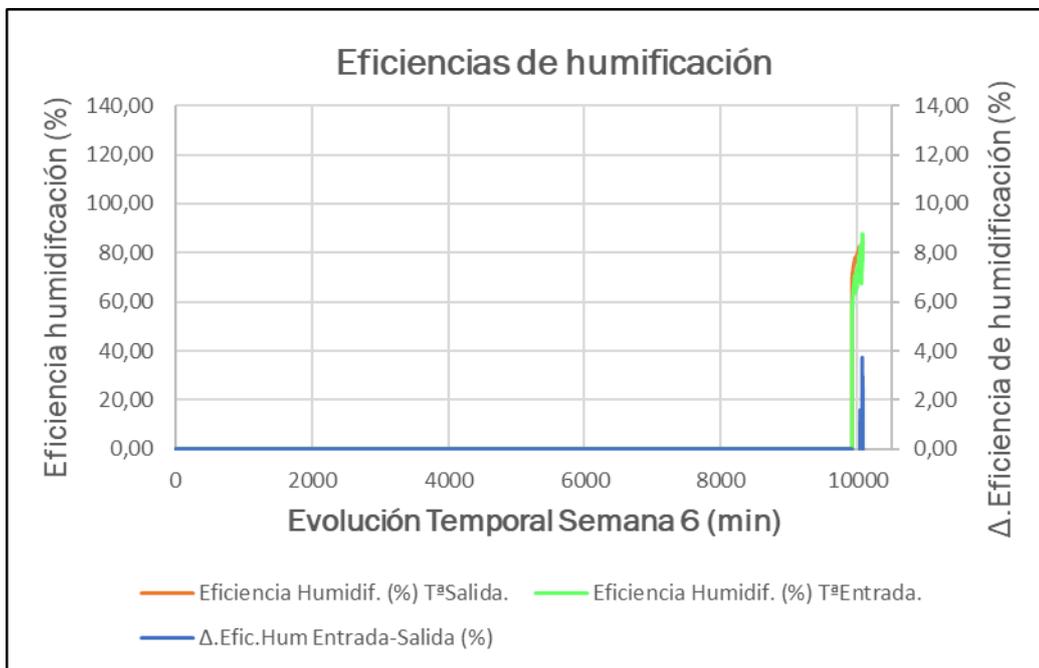


Figura A.55. Eficiencia de humidificación.

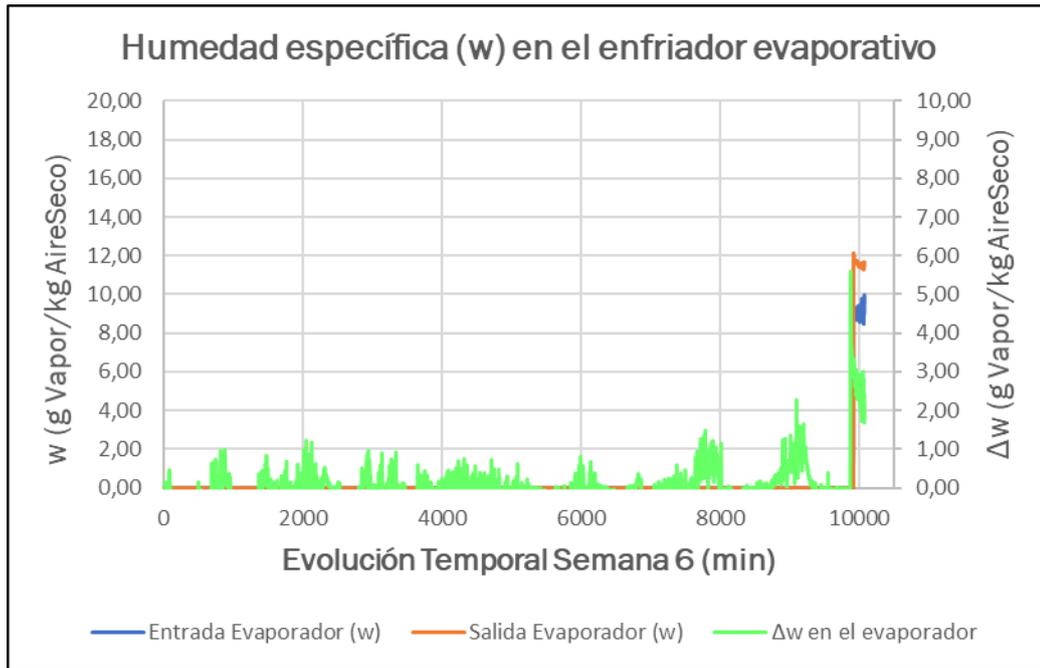


Figura A.56. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

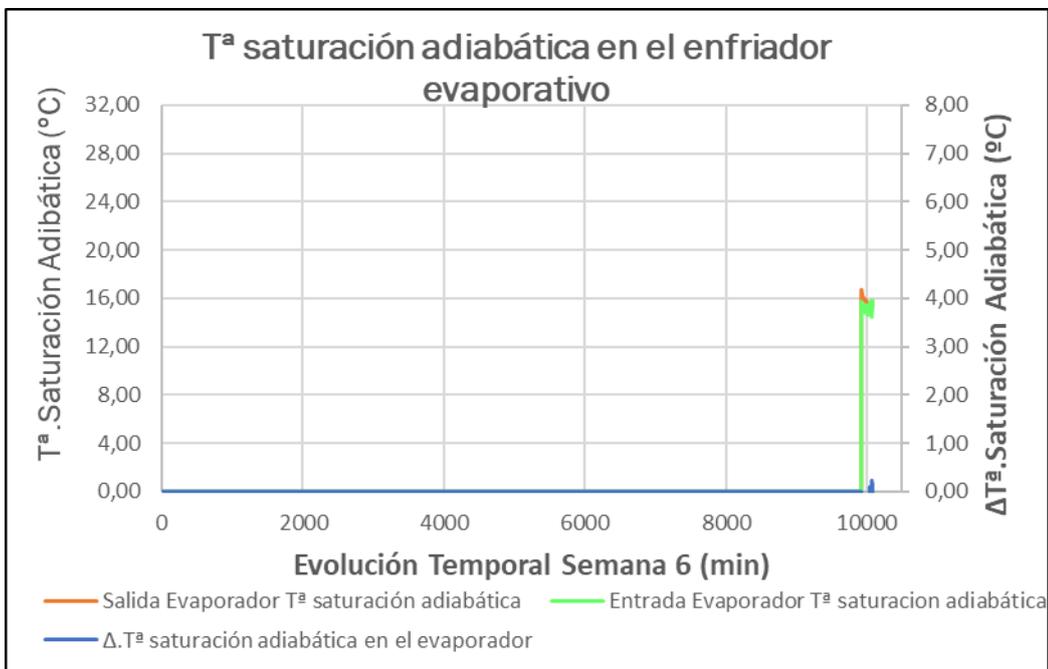


Figura A.57. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

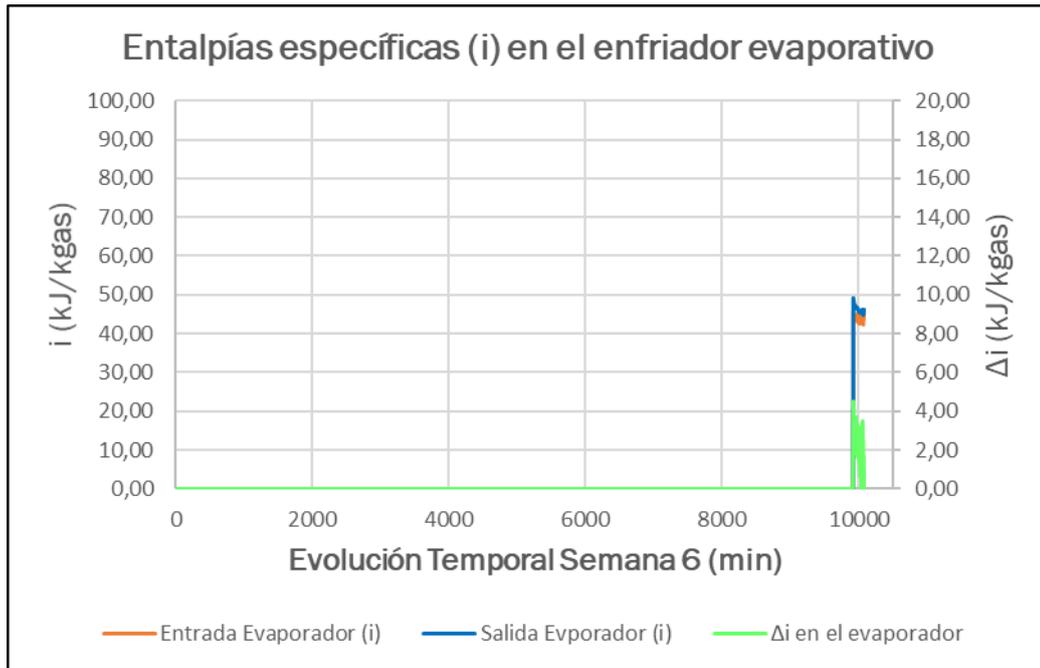


Figura A.58. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

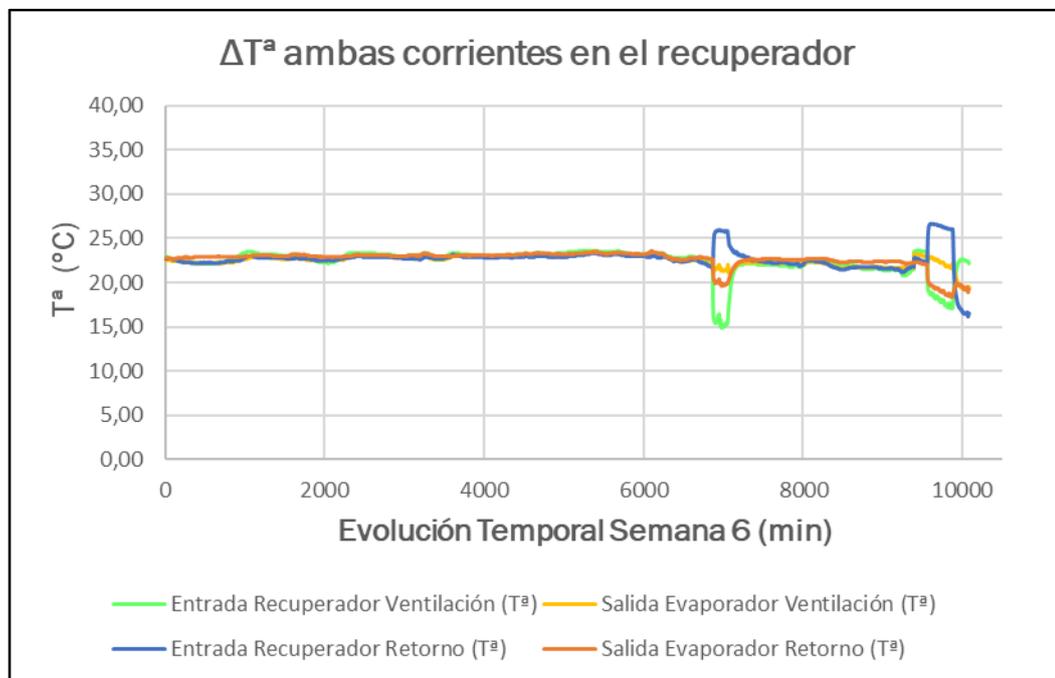


Figura A.59. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

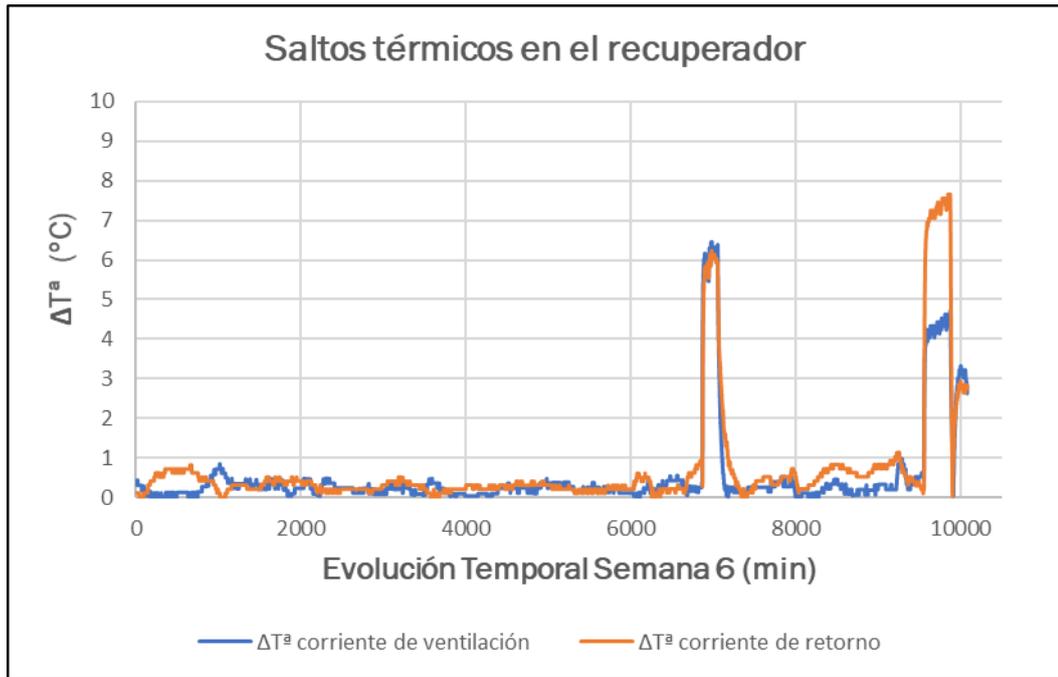


Figura A.60. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación

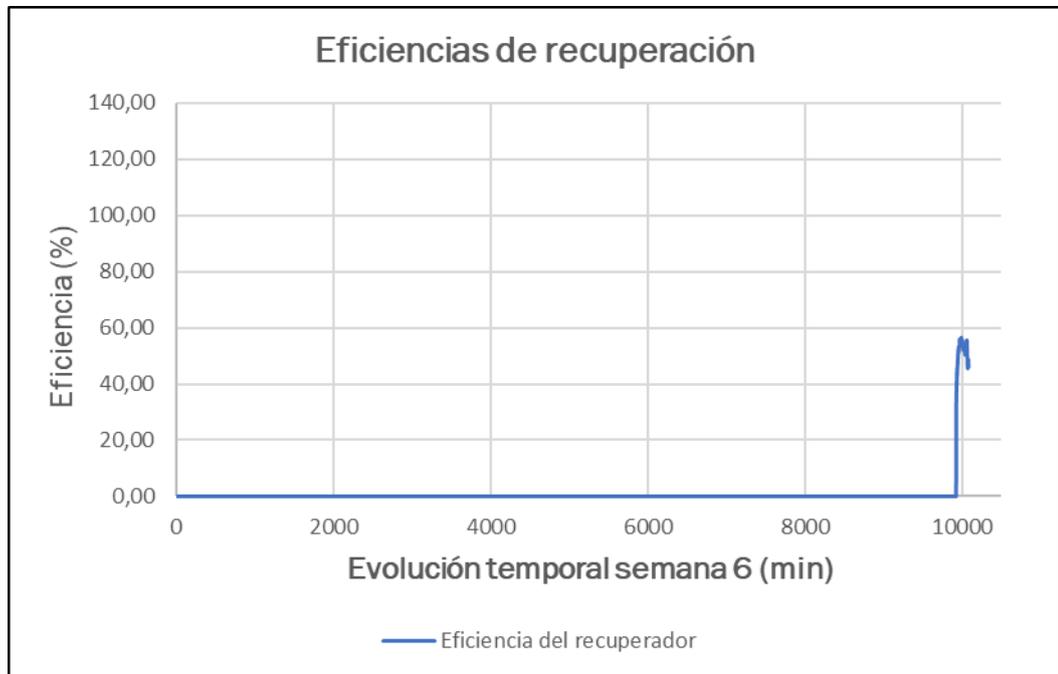


Figura A.61. Evolución de la eficiencia del recuperador.

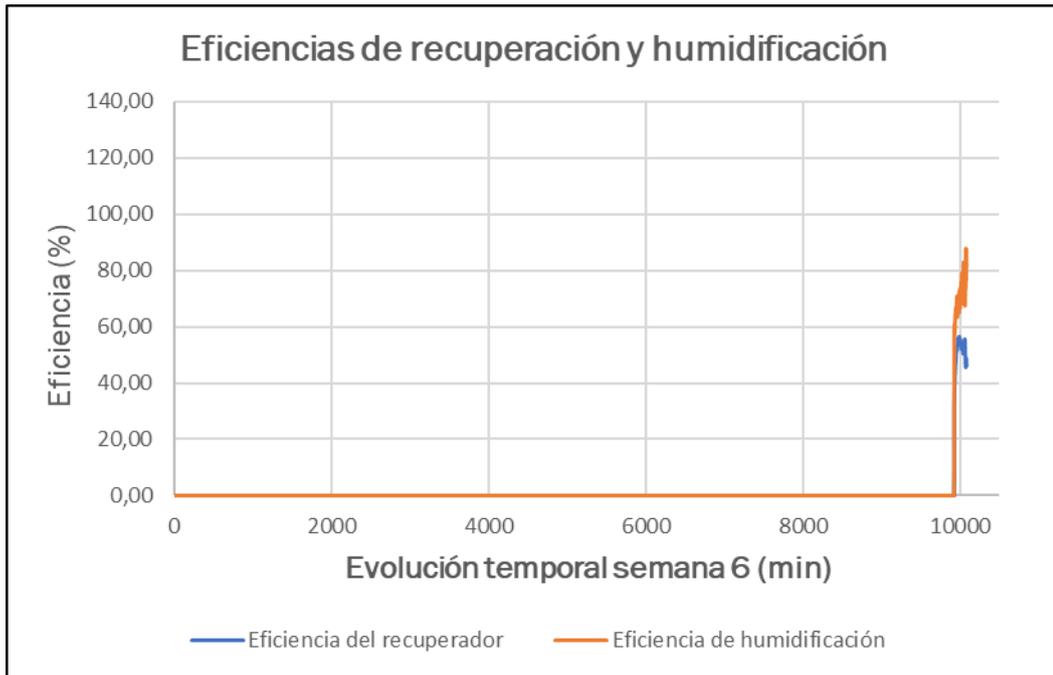


Figura A.62. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

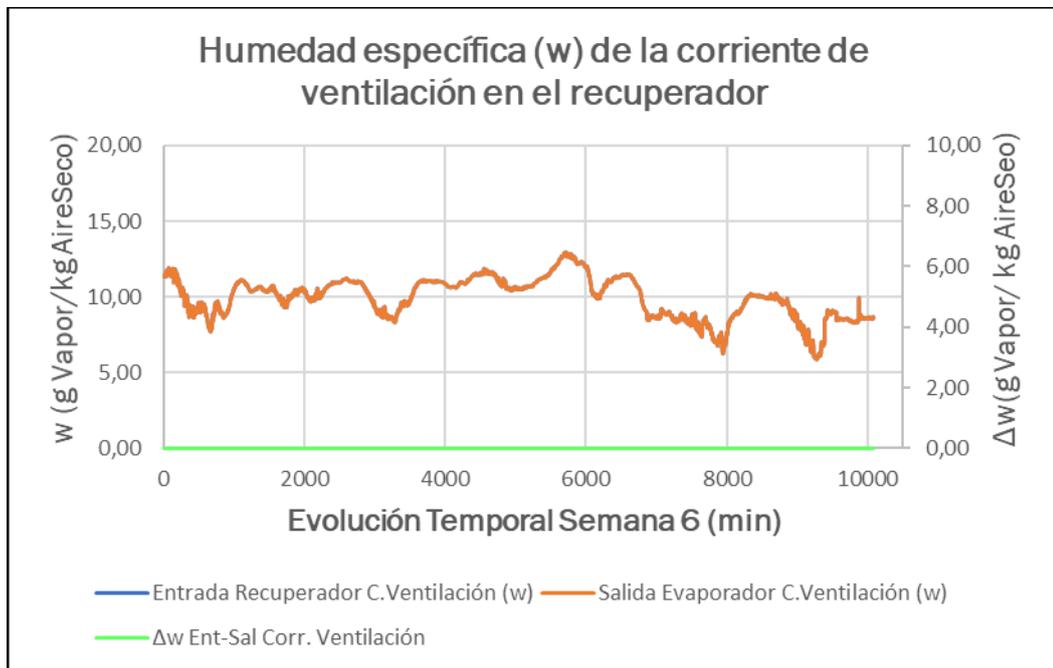


Figura A.63. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

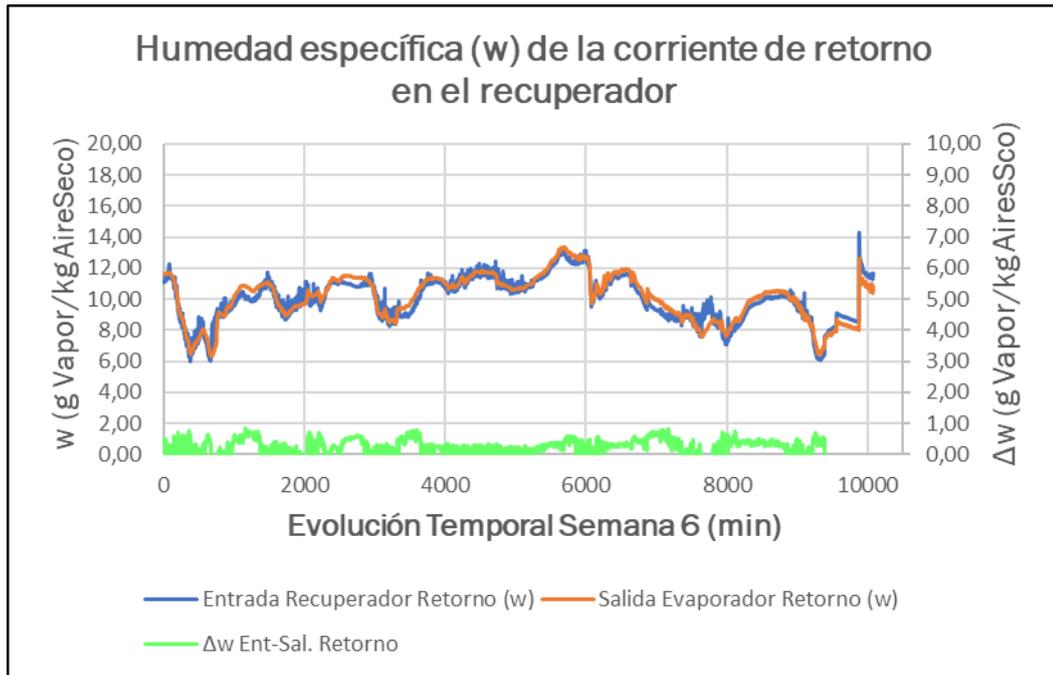


Figura A.64. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

- Entrada de aire a la instalación.



Figura A.65. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

## A.6. Semana 7: 12 – 19 de agosto de 2019.

### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad relativa.

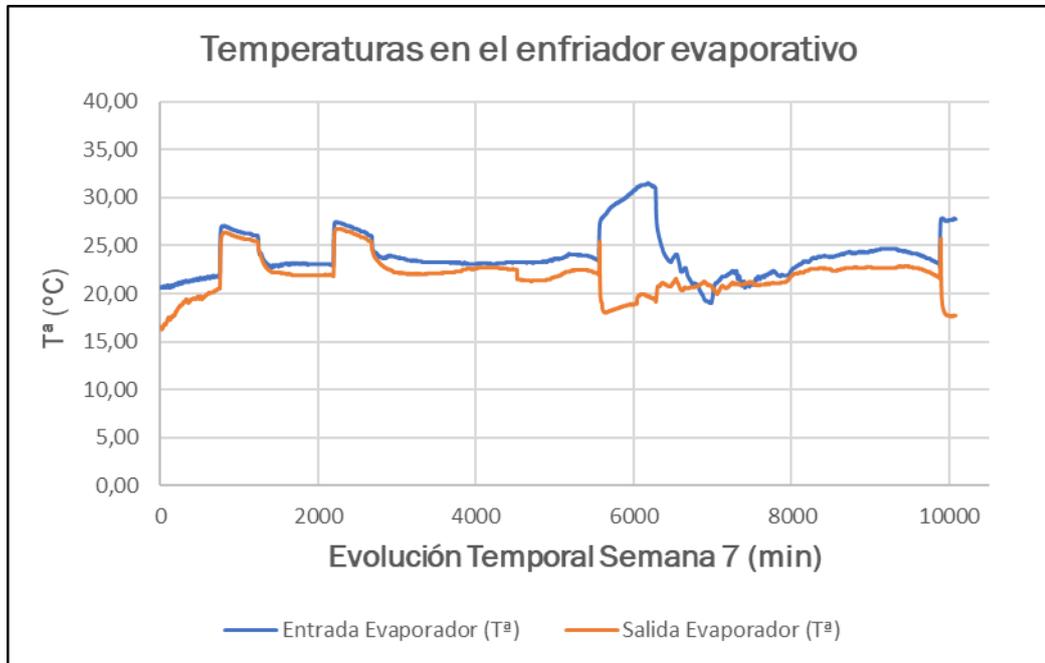


Figura A.66. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

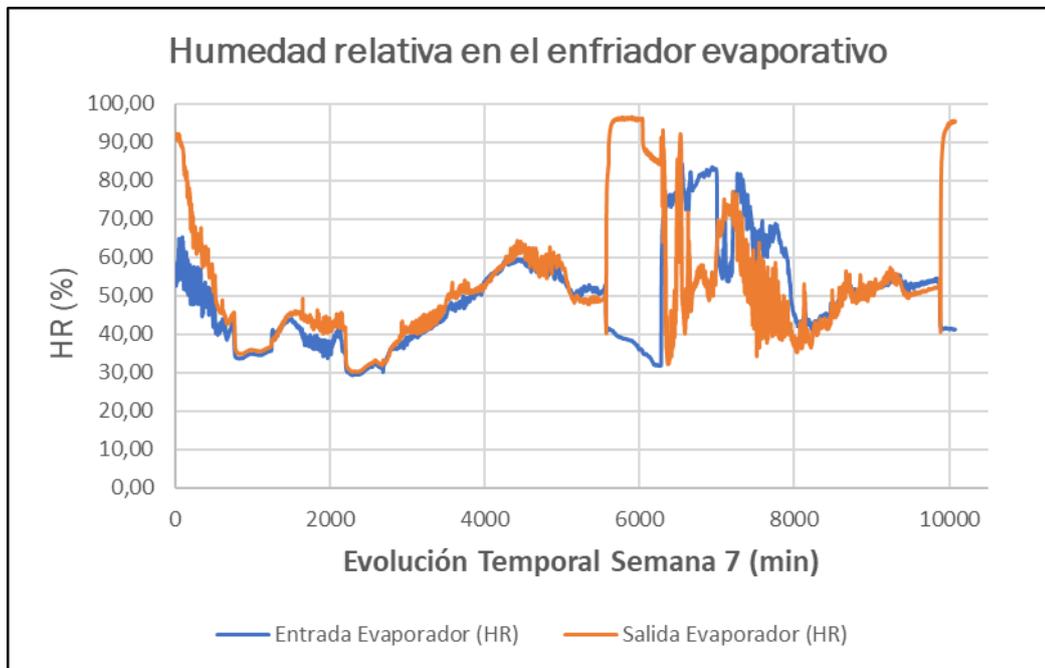


Figura A.67. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

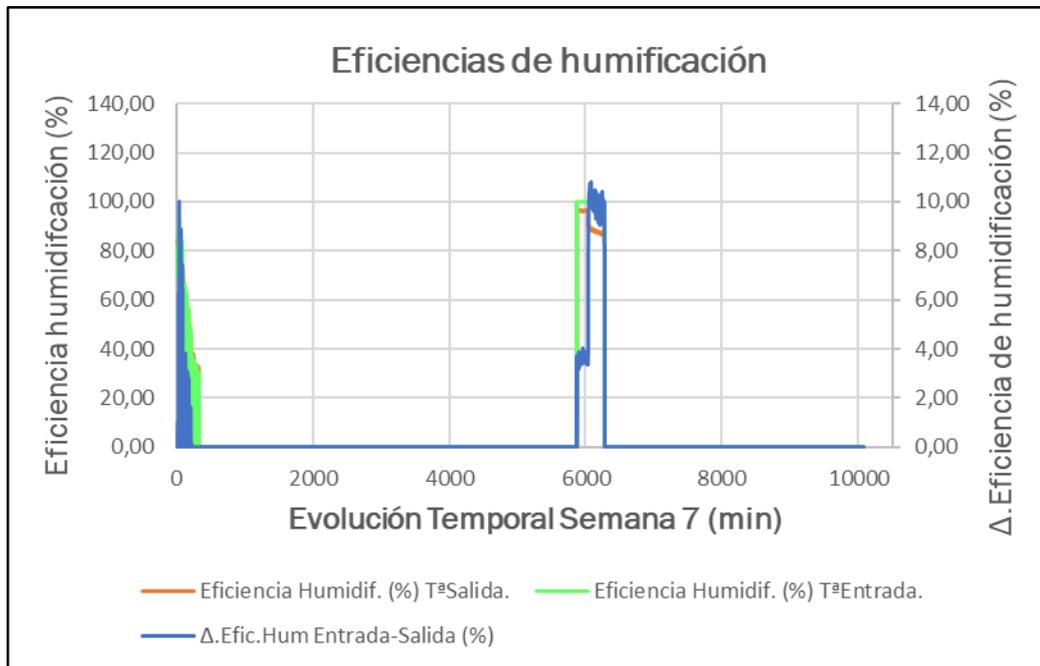


Figura A.68. Eficiencia de humidificación.

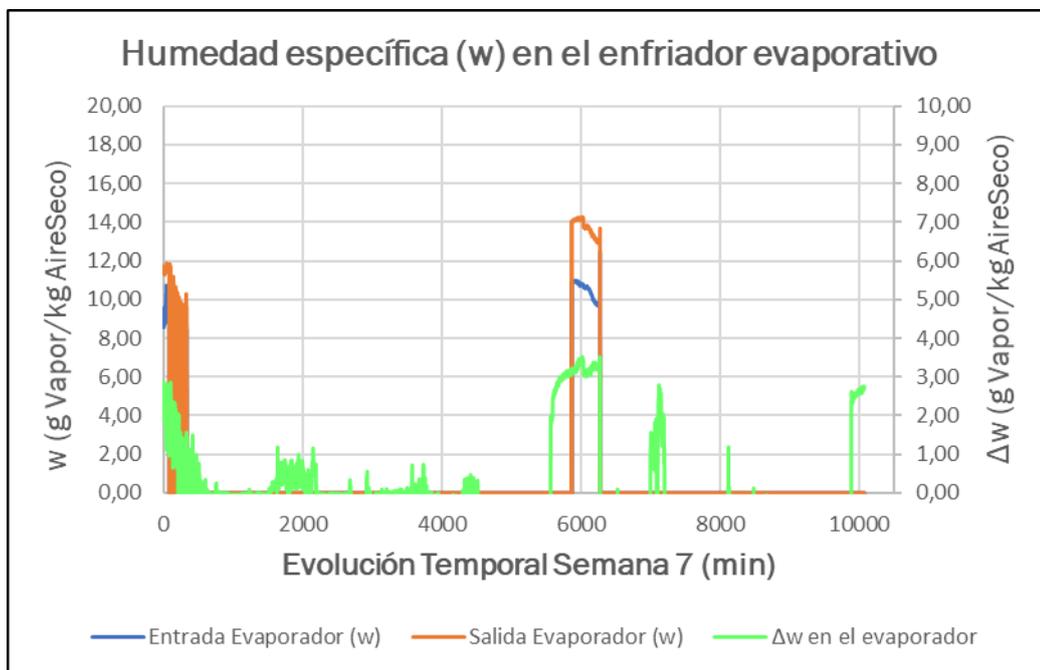


Figura A.69. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

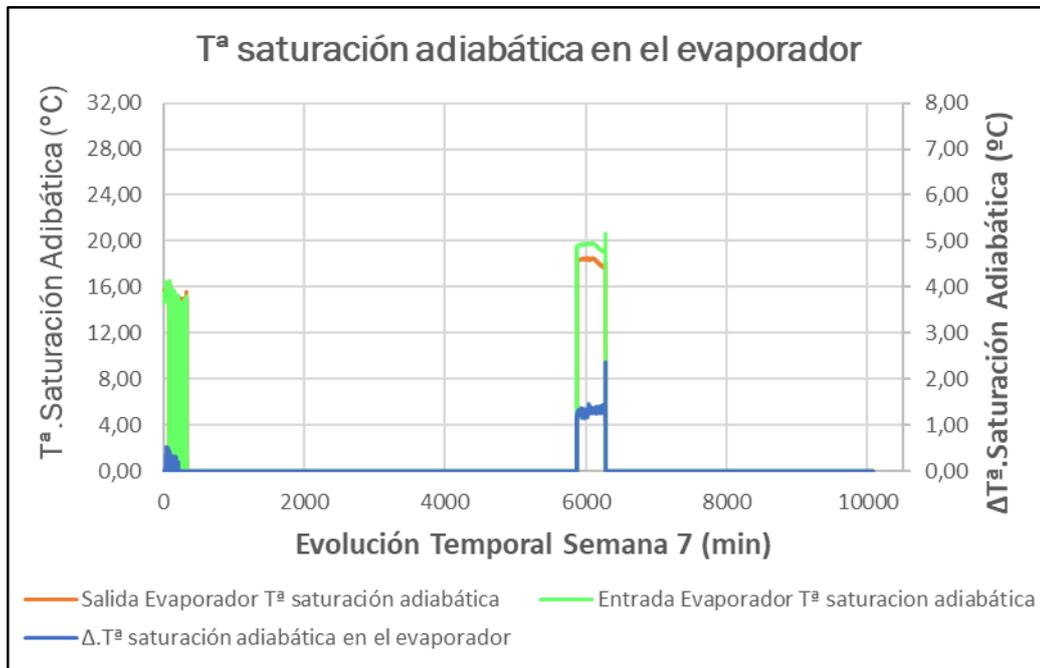


Figura A.70. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

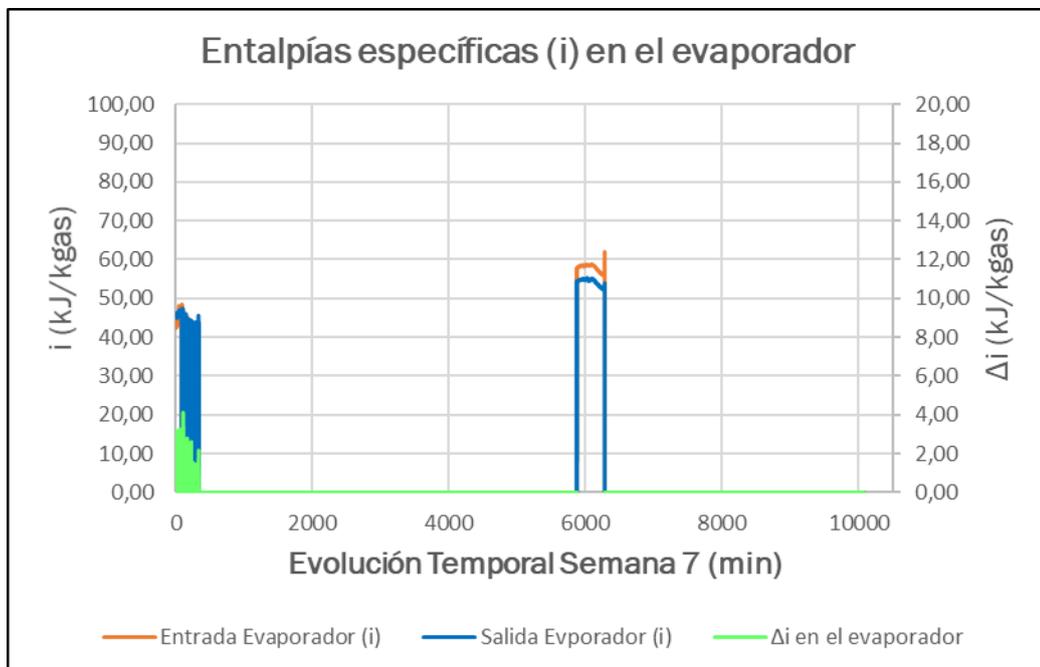


Figura A.71. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

## II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

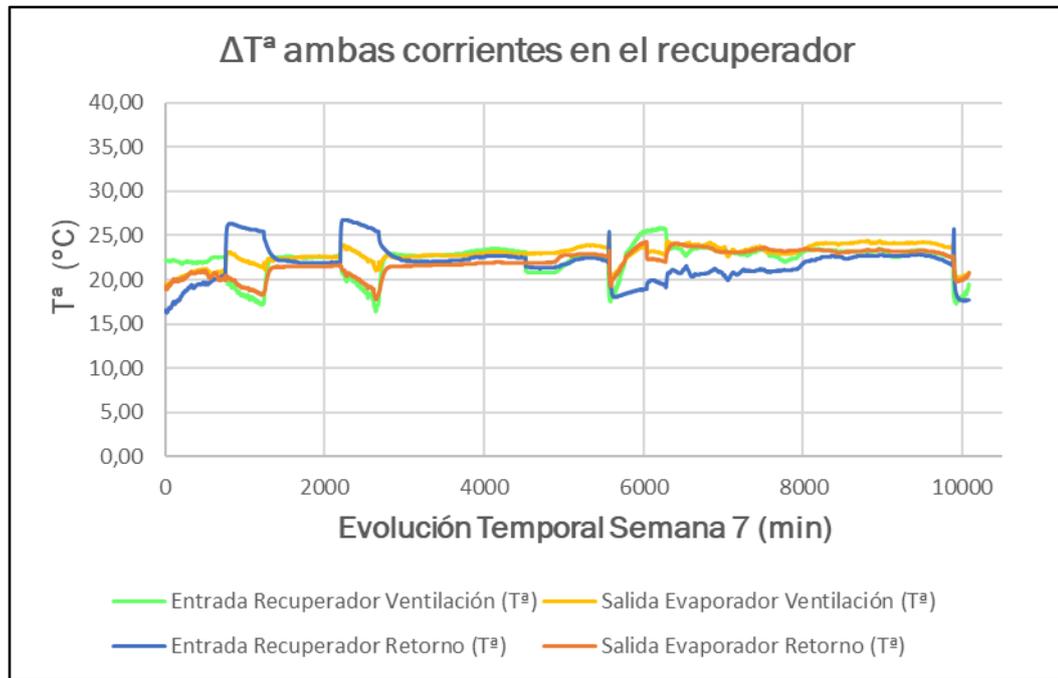


Figura A.72. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

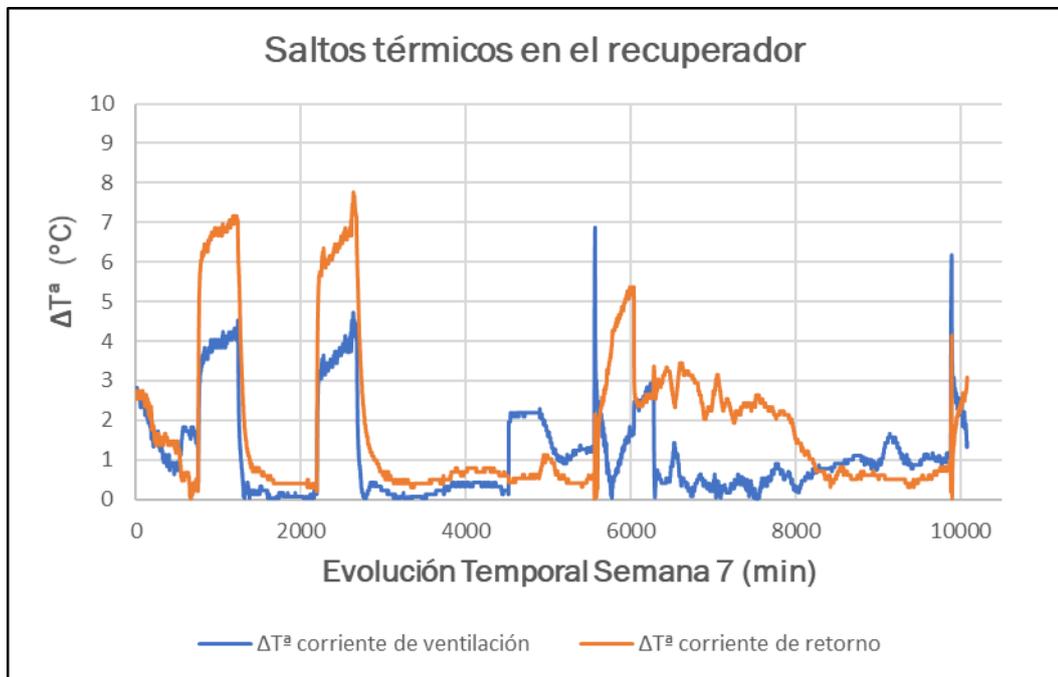


Figura A.73. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.

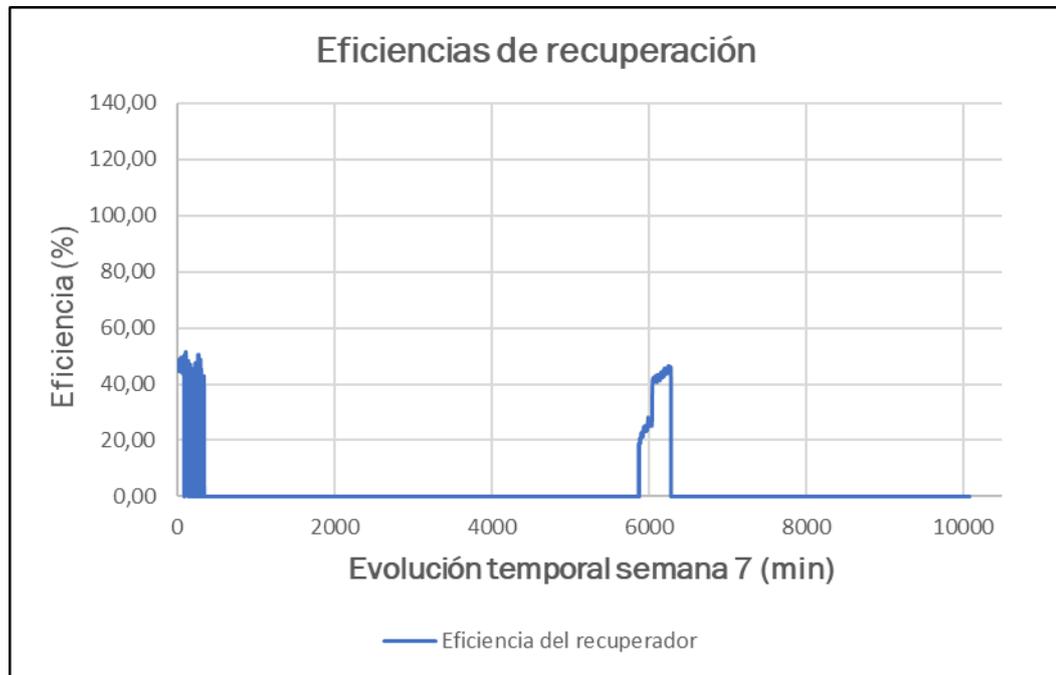


Figura A.74. Evolución de la eficiencia del recuperador.

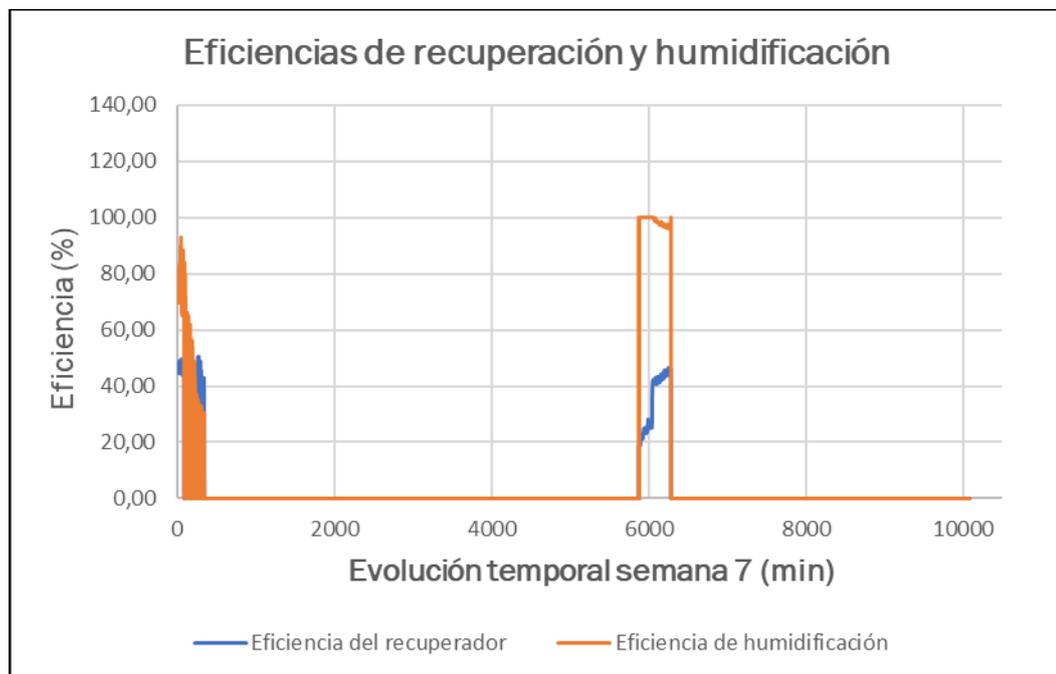


Figura A.75. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

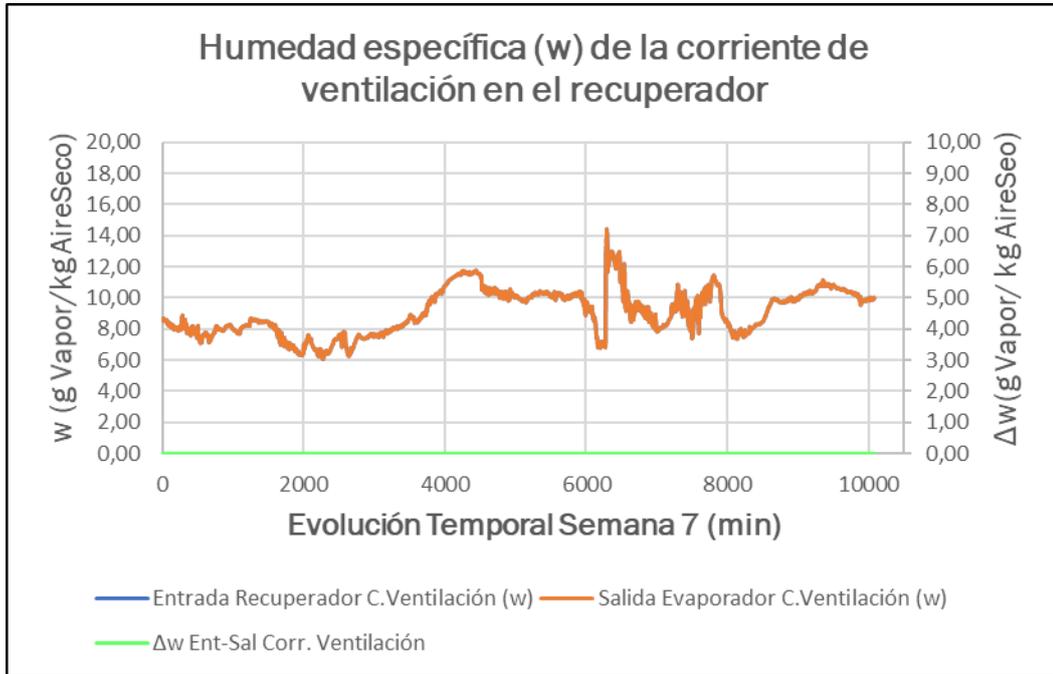


Figura A.76. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

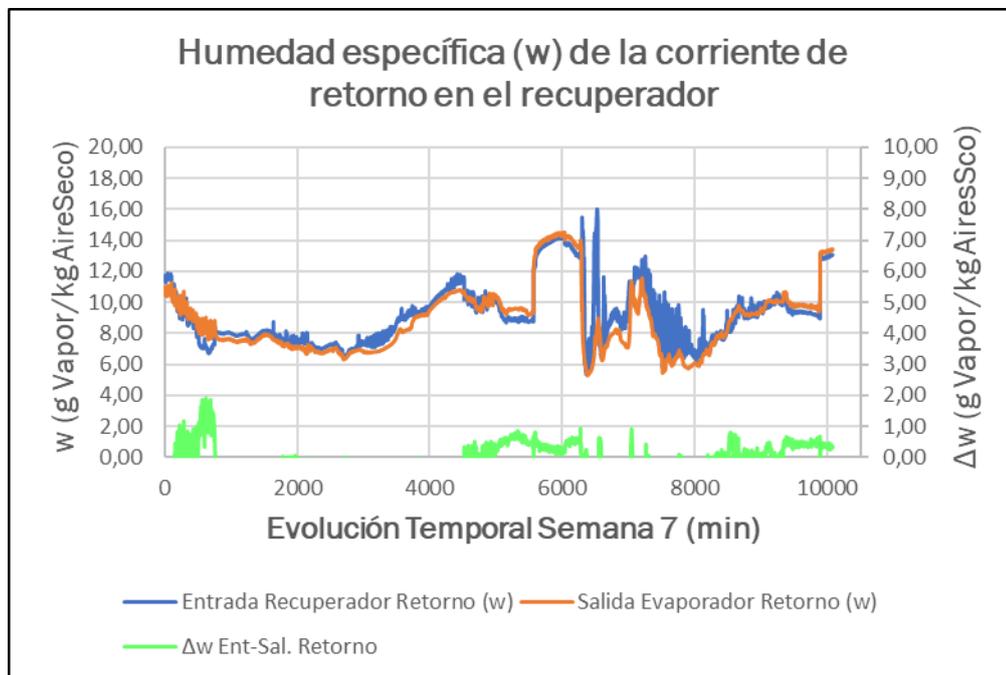


Figura A.77. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación



Figura A.78. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

#### A.7. Semana 8: 19 - 26 de agosto de 2019.

##### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad relativa.

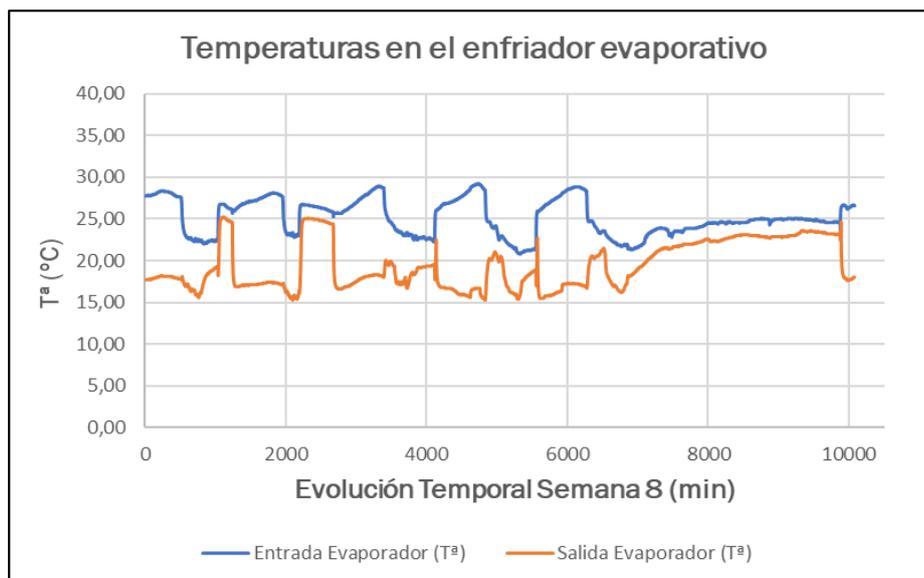


Figura A.79. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

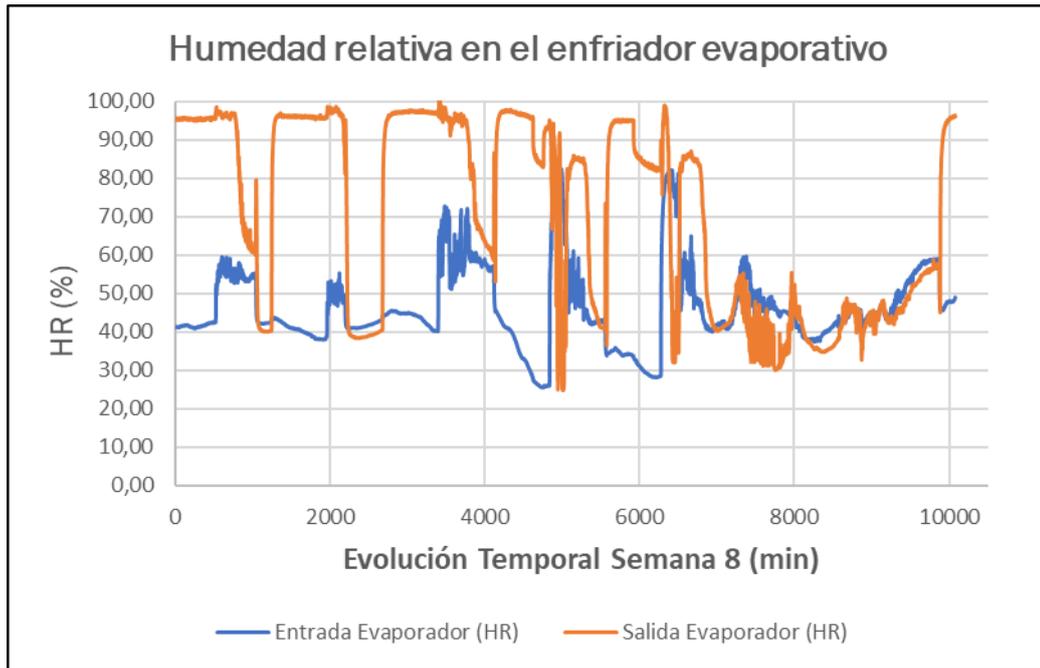


Figura A.80. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

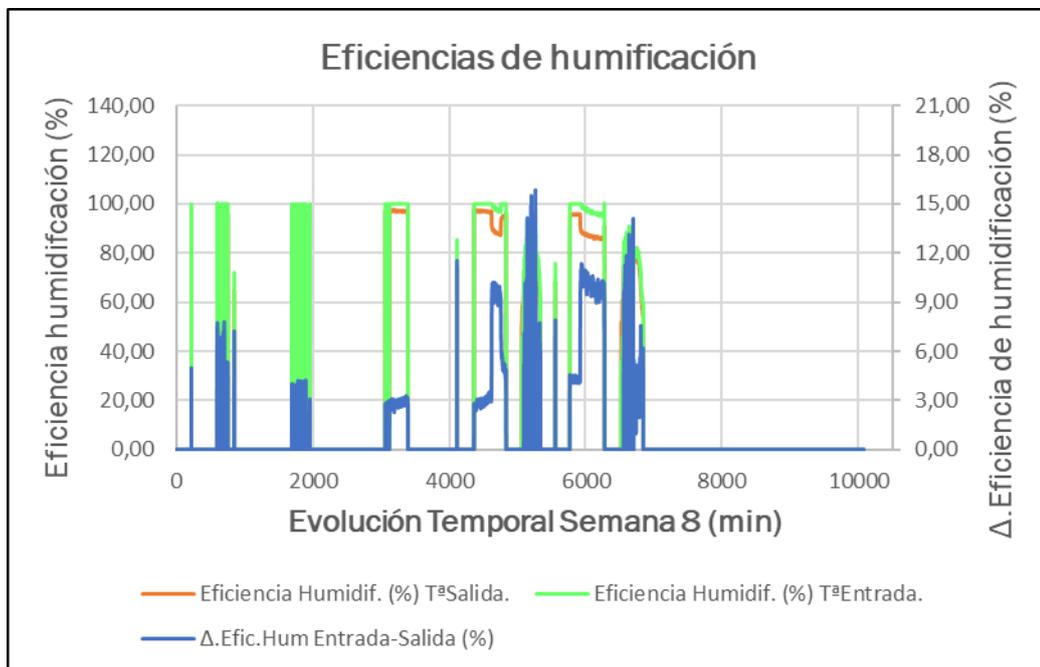


Figura A.81. Eficiencia de humidificación.

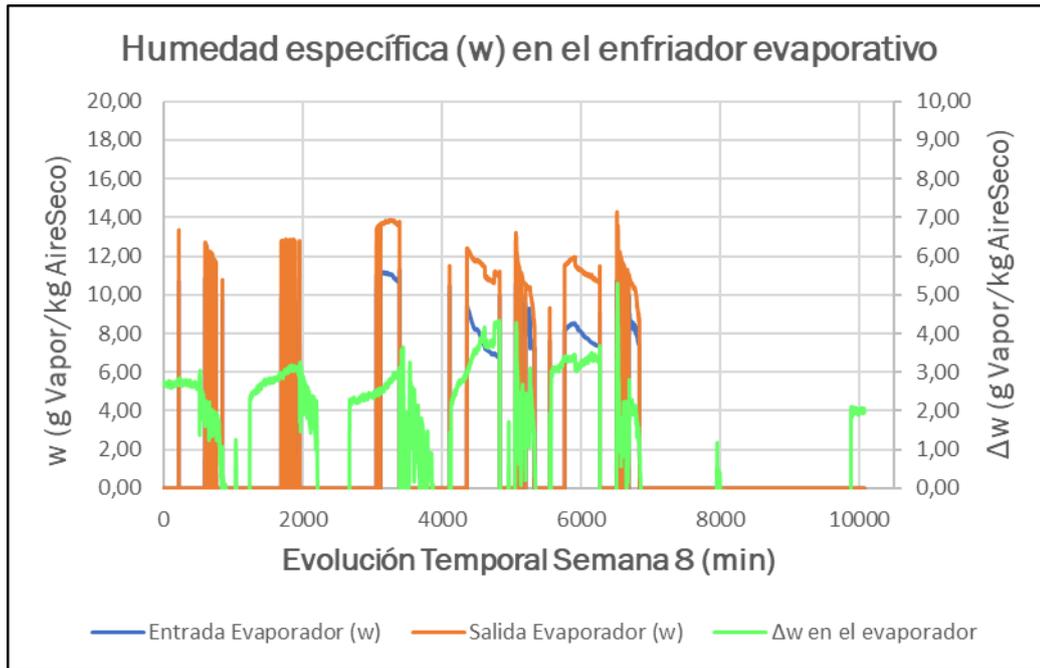


Figura A.82. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

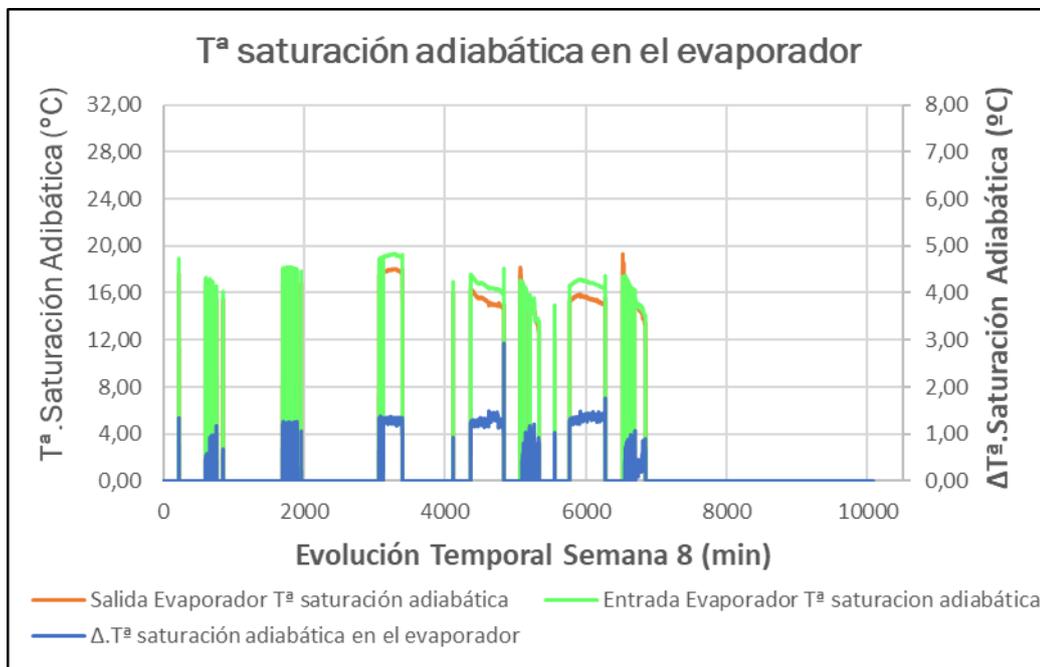


Figura A.83. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

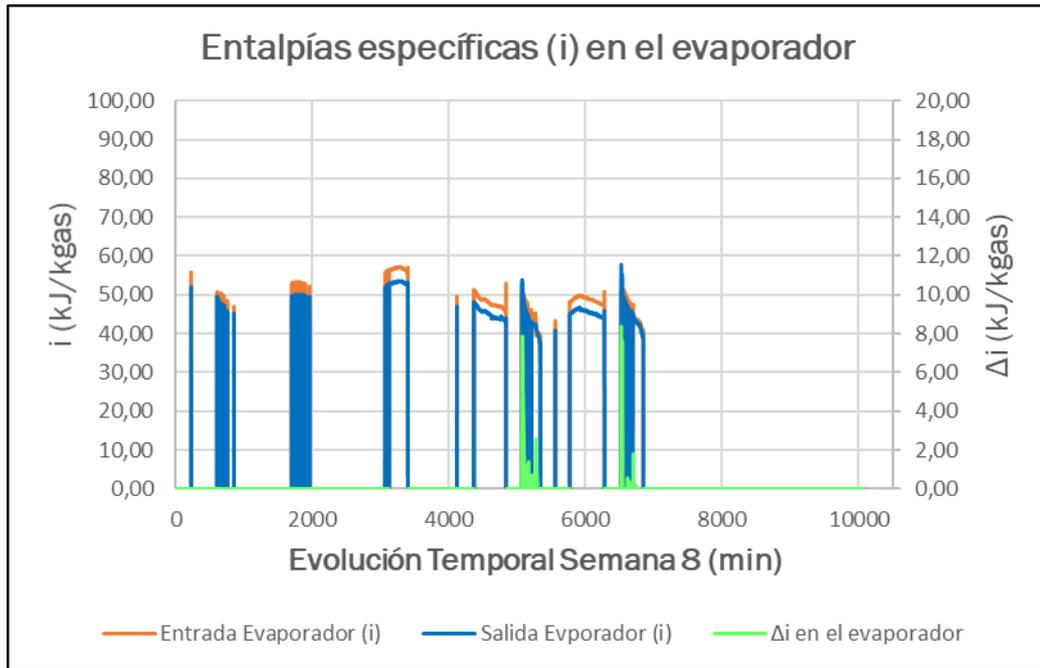


Figura A.84. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

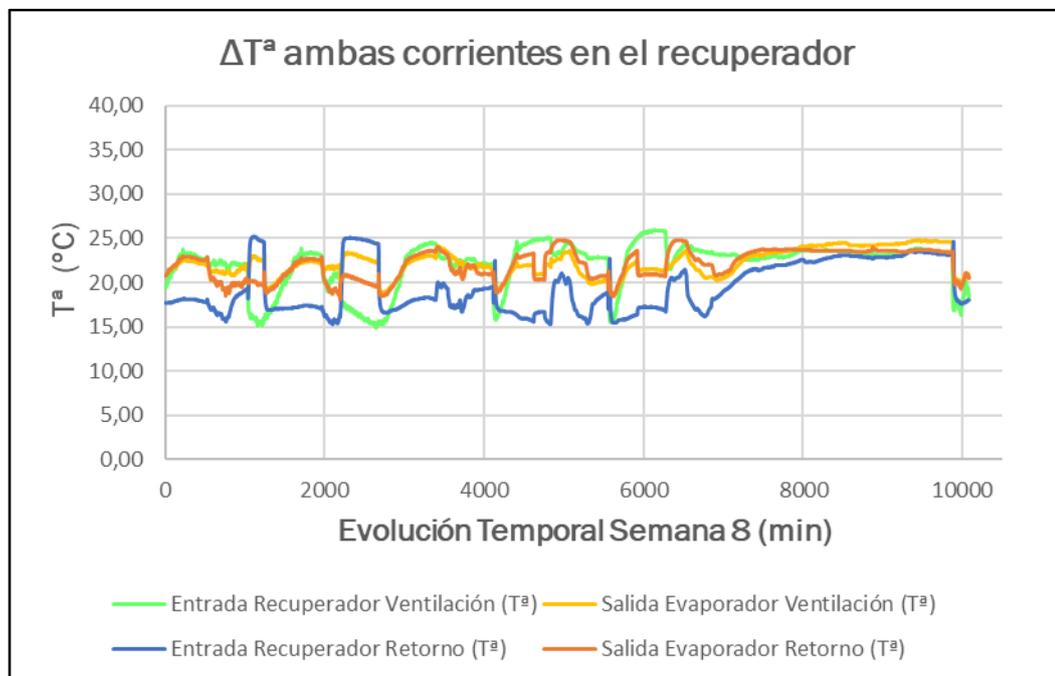


Figura A.85. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

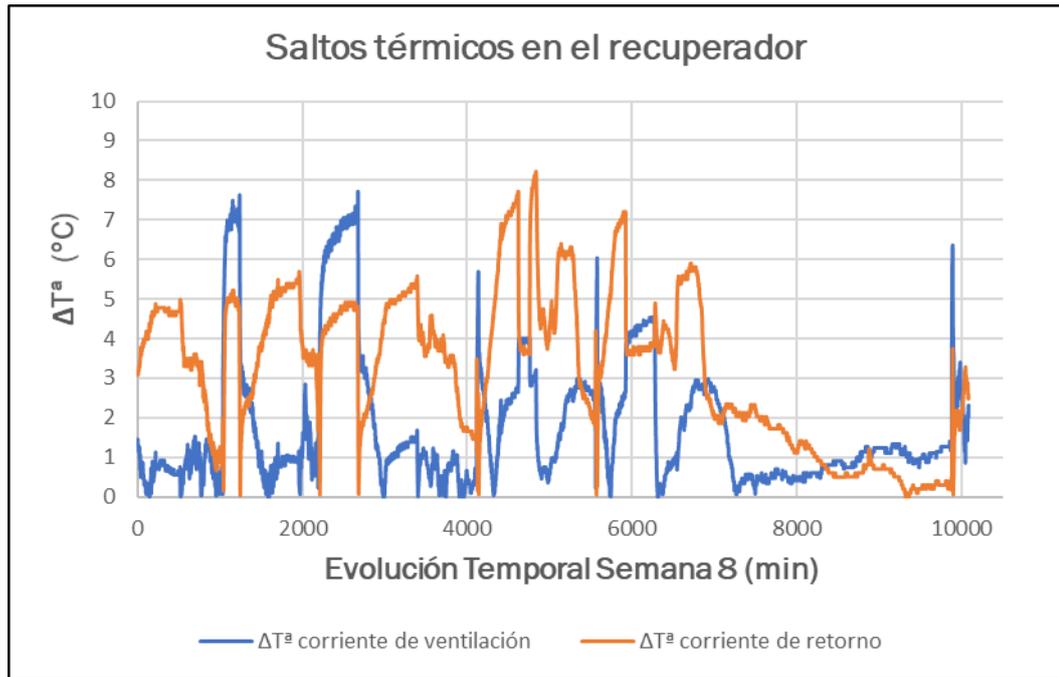


Figura A.87. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.

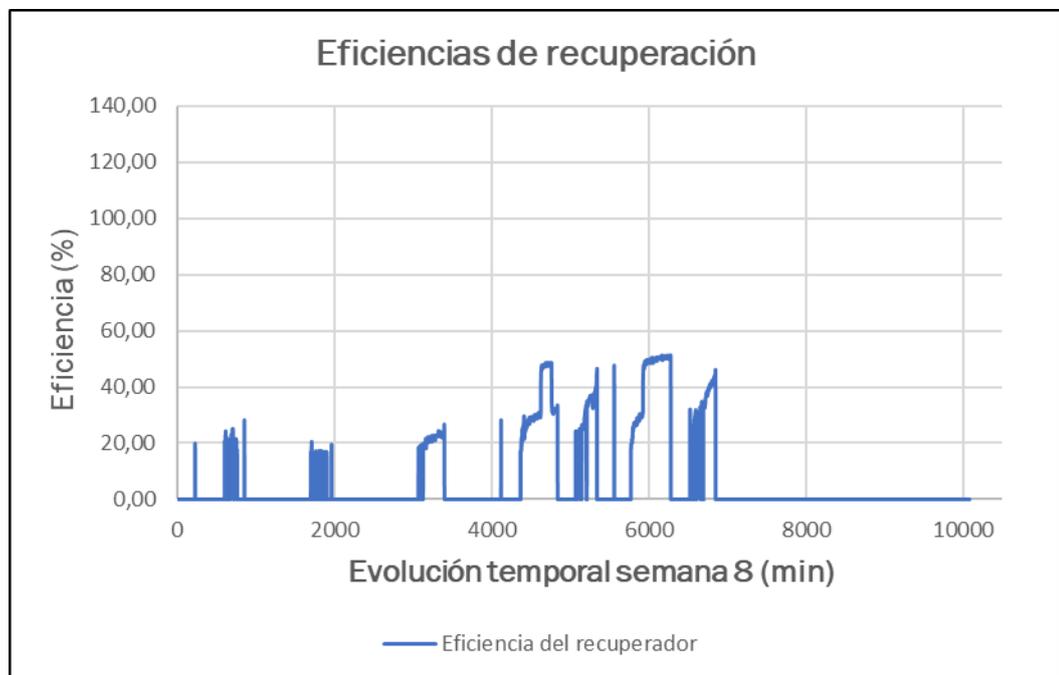


Figura A.88. Evolución de la eficiencia del recuperador.

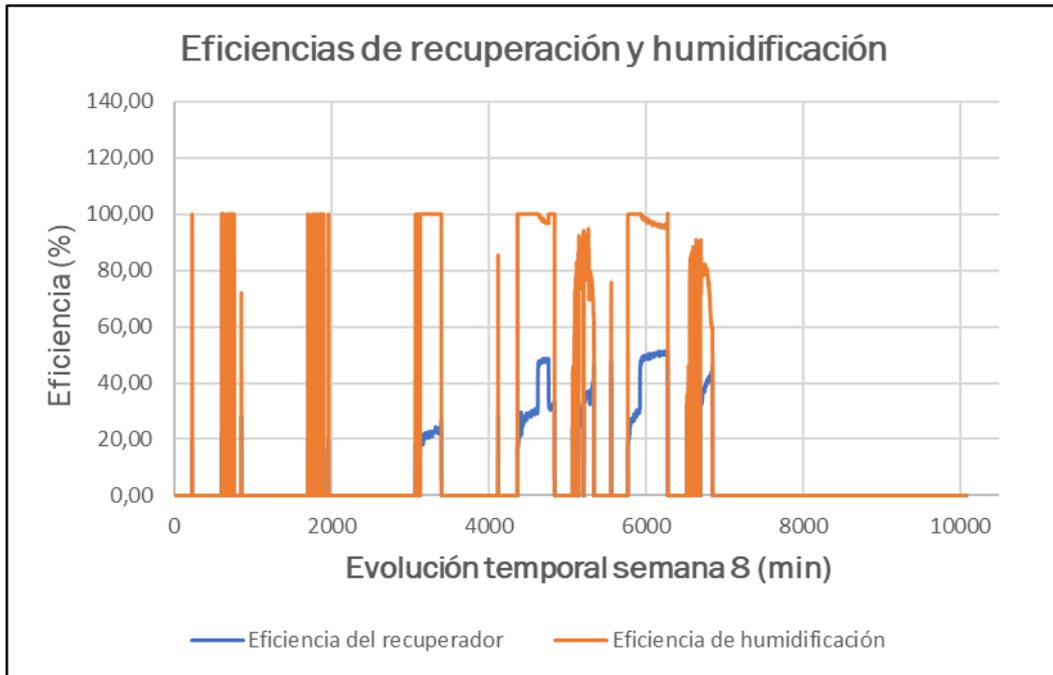


Figura A.89. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

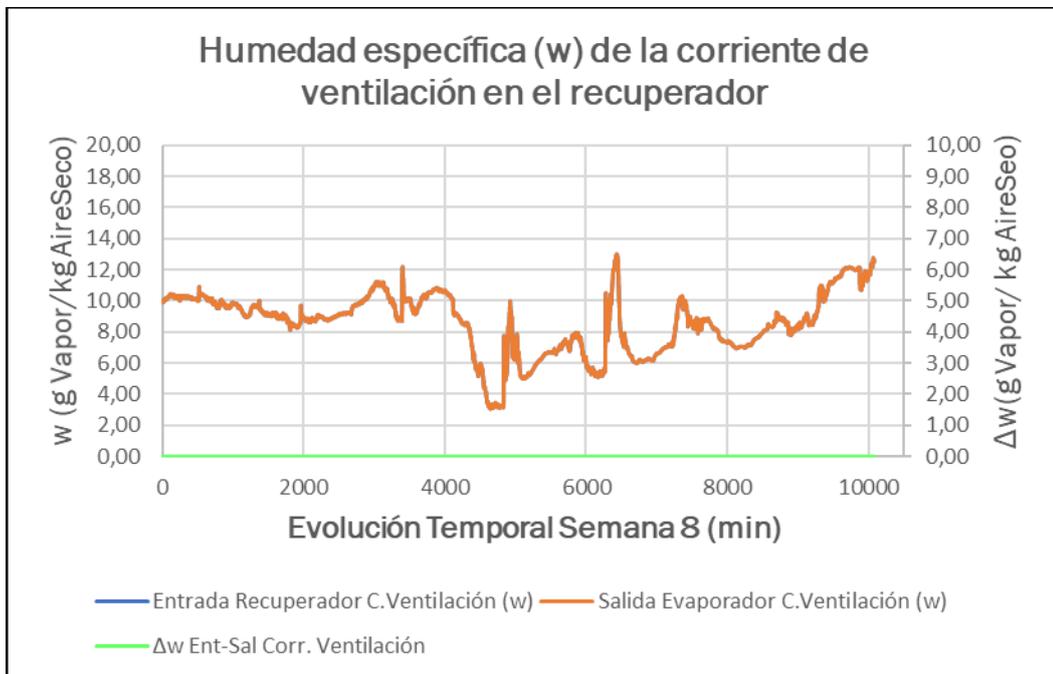


Figura A.90. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

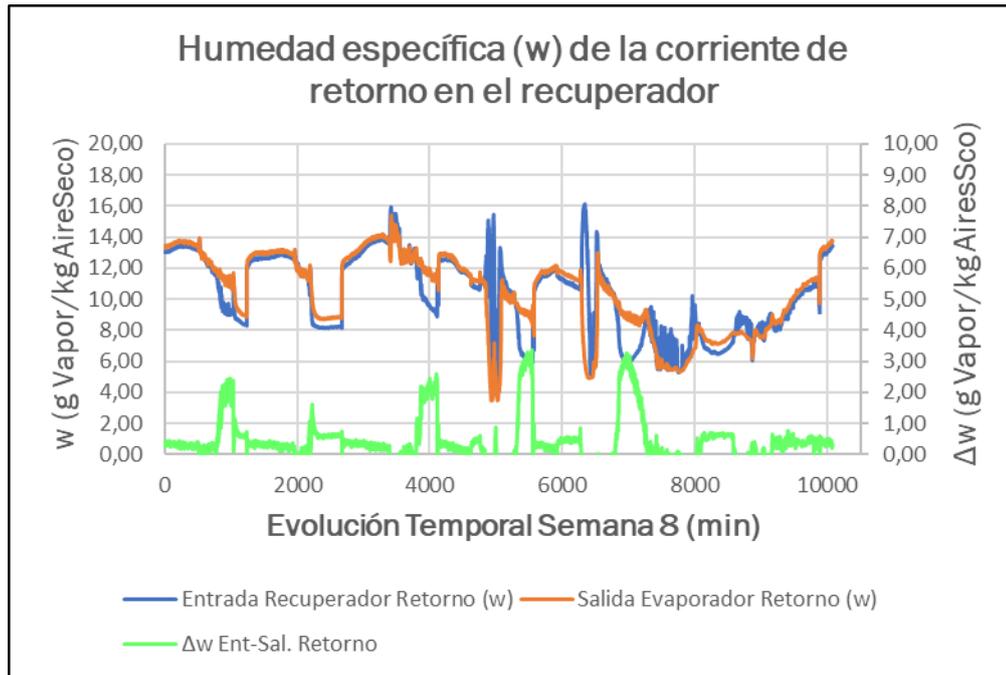


Figura A.91. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación



Figura A.92. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

## A.8. Semana 9: 26 de agosto al 2 de septiembre de 2019.

### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad relativa.

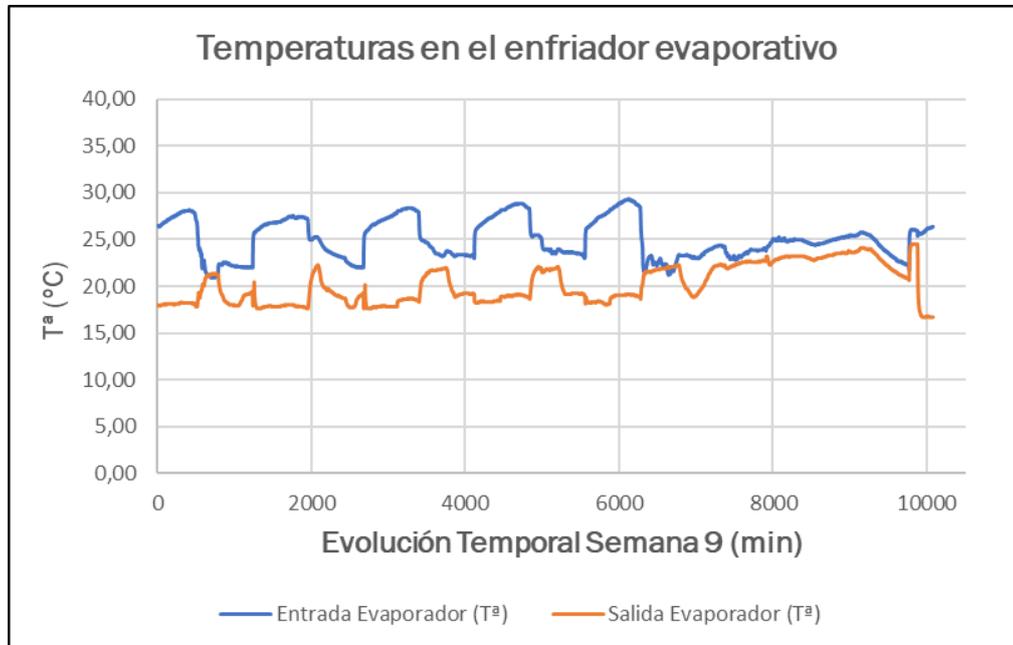


Figura A.93. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

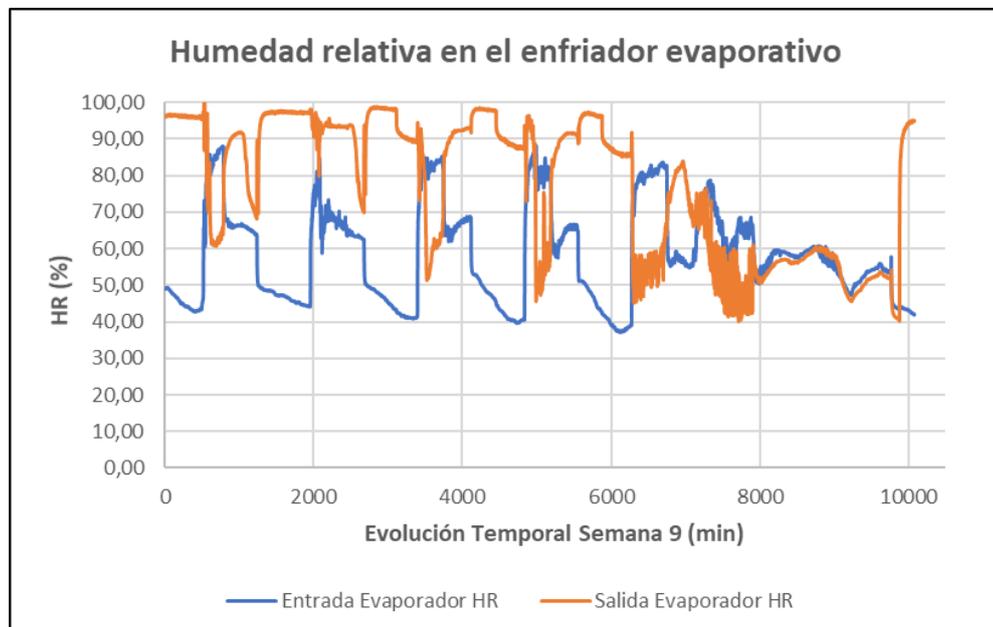


Figura A.94. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

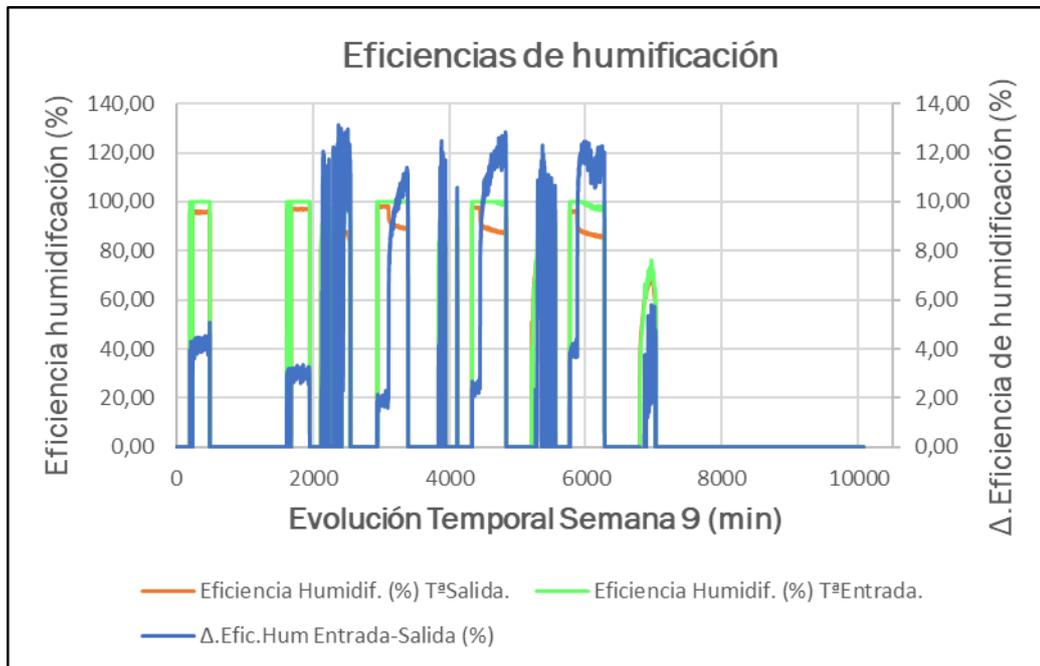


Figura A.95. Eficiencia de humidificación.

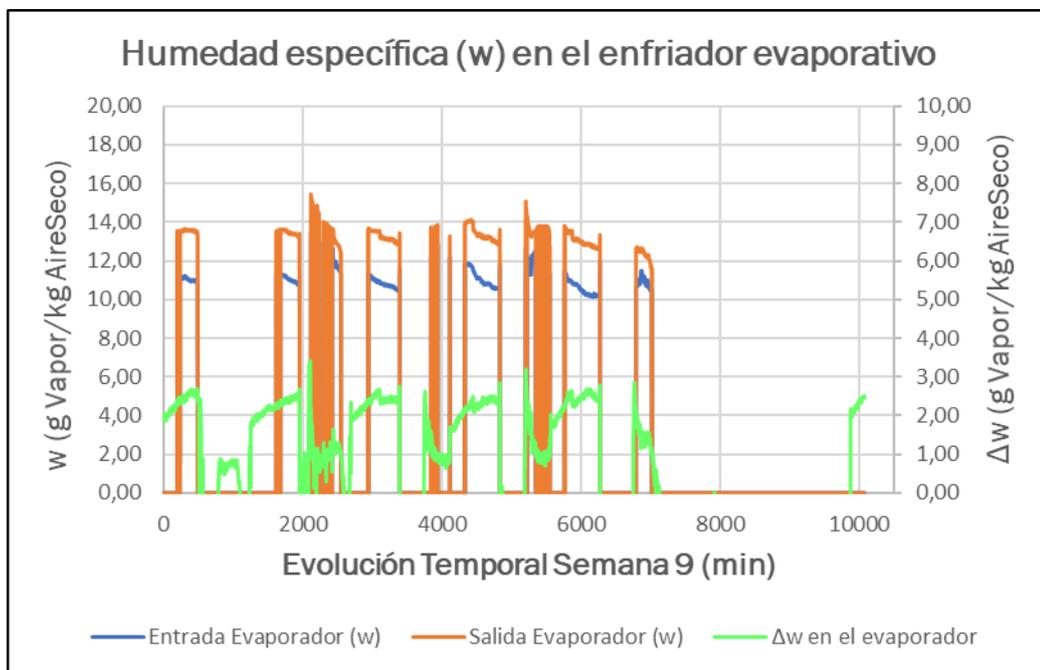


Figura A.96. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador evaporativo?

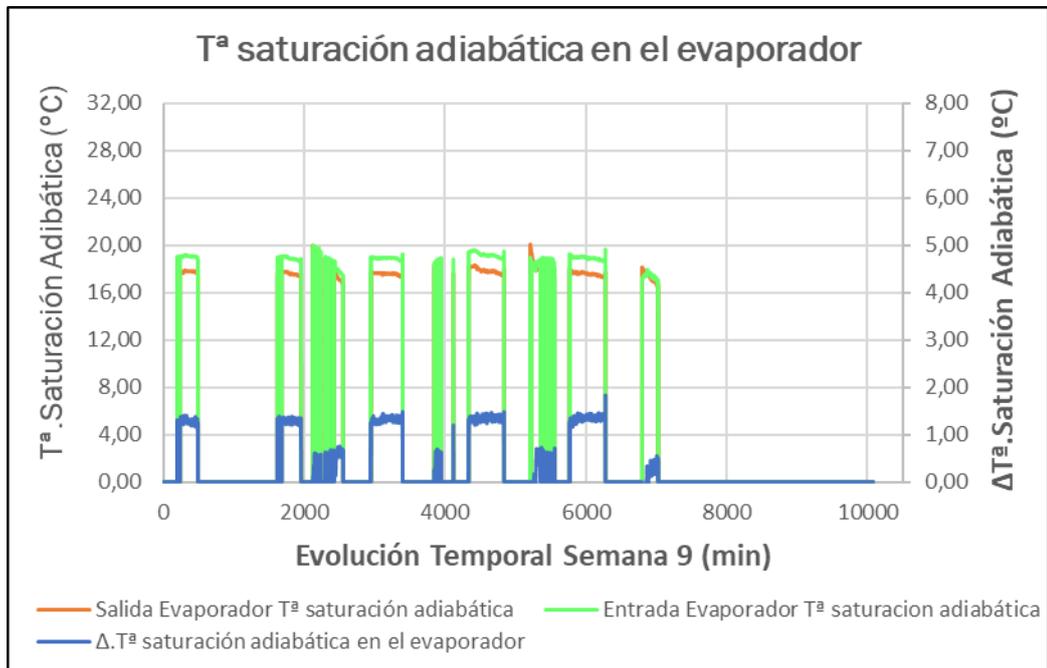


Figura A.97. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

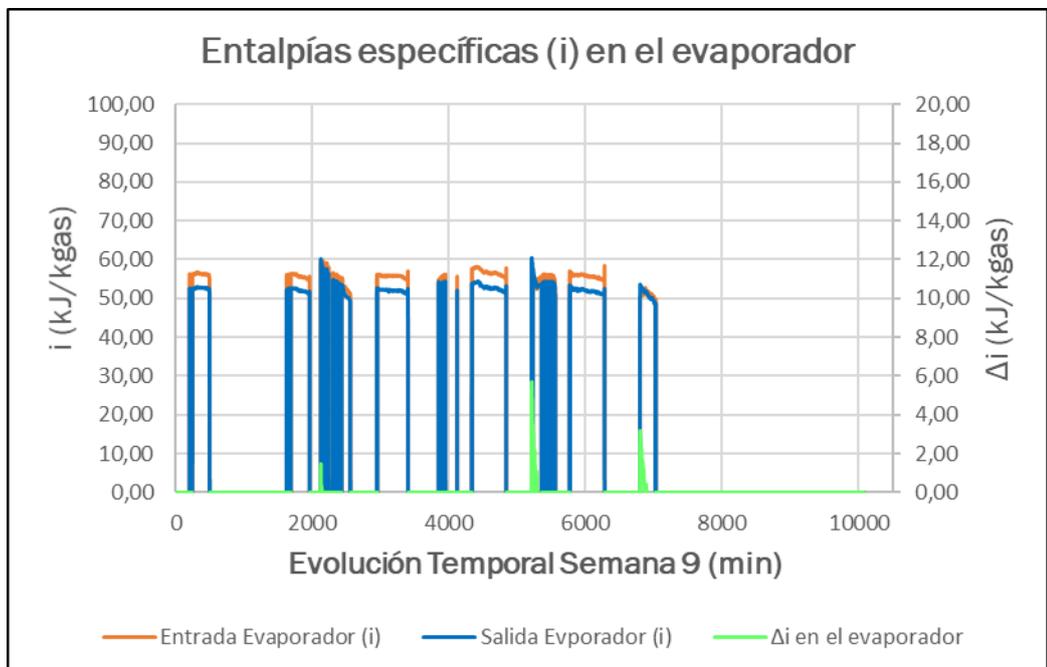


Figura A.98. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

## II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

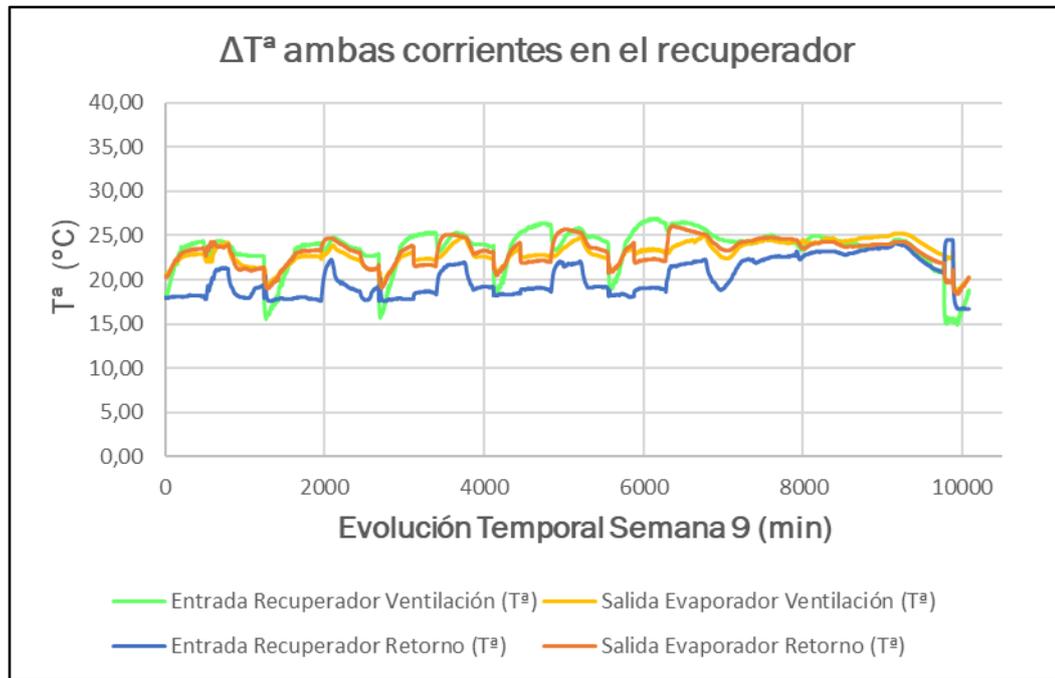


Figura A.99. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

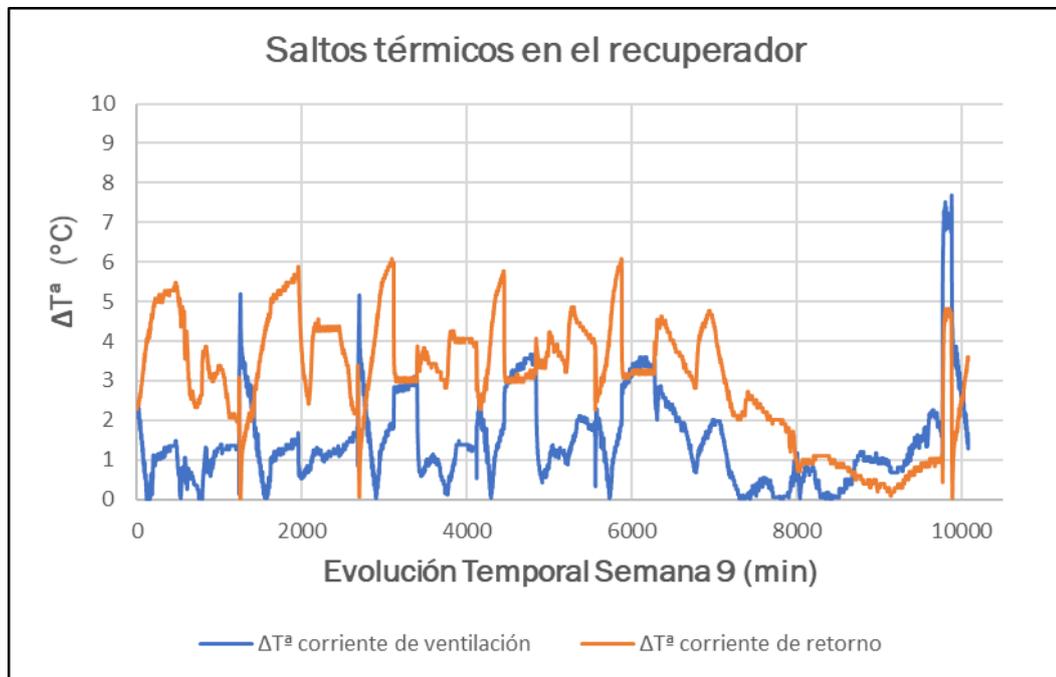


Figura A.100. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.

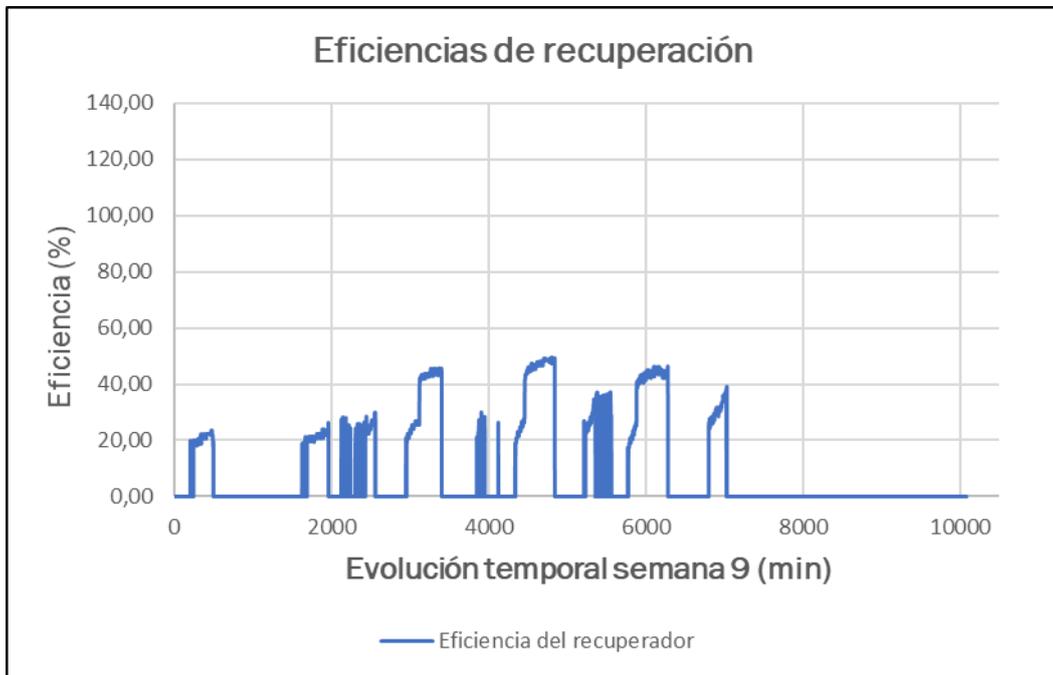


Figura A.101. Evolución de la eficiencia del recuperador.

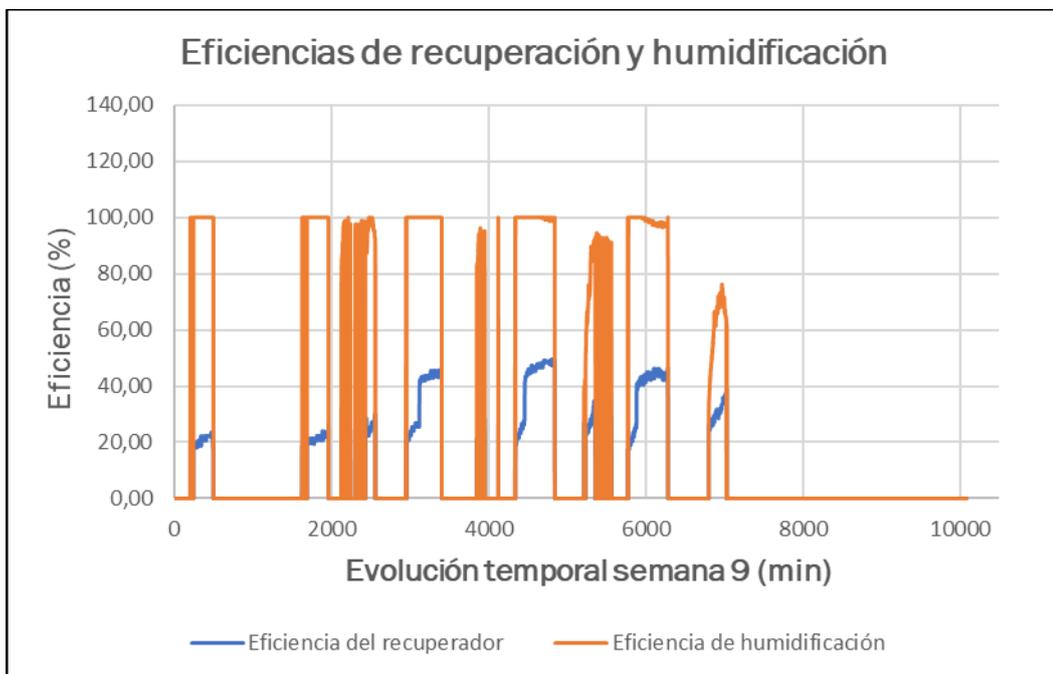


Figura A.102. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

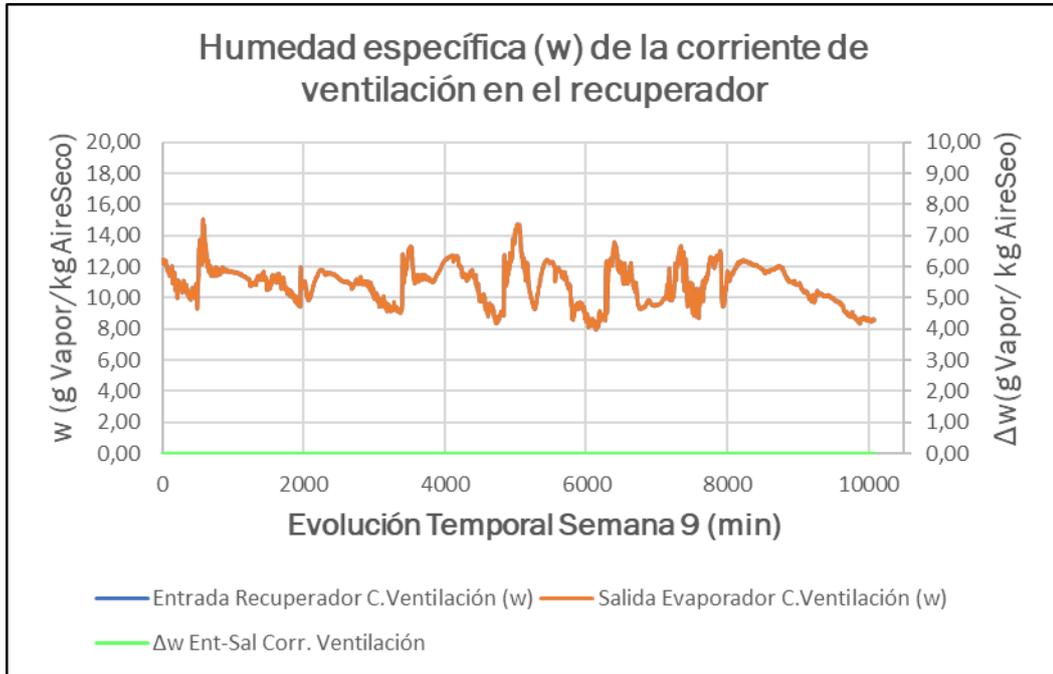


Figura A.103. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

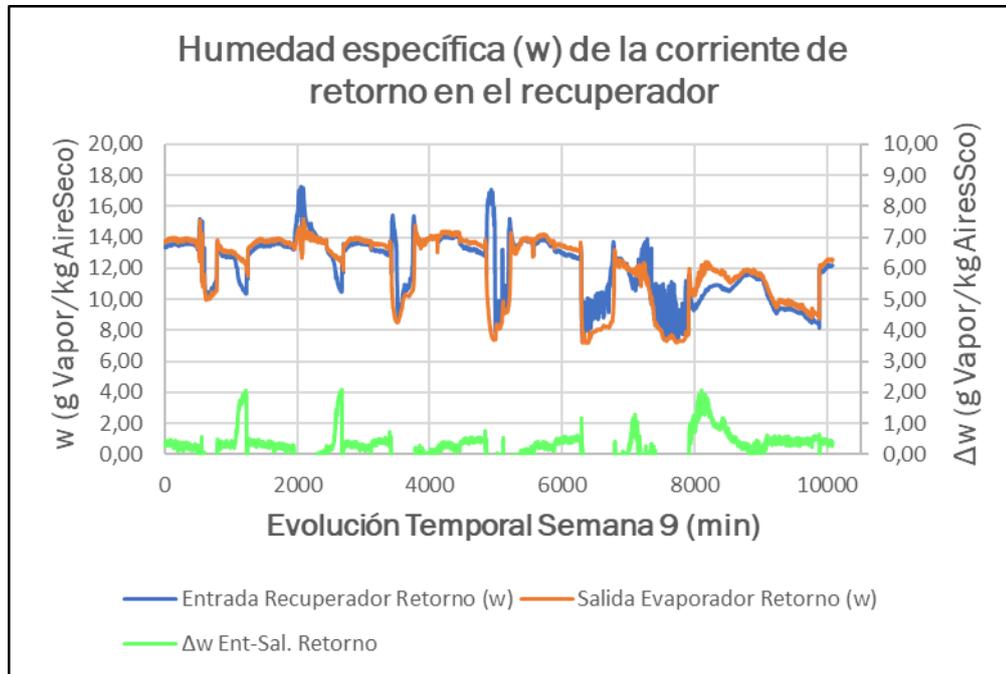


Figura A.104. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

III. Entrada de aire a la instalación.



Figura A.105. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

A.9. Semana 10: 2 - 9 de septiembre de 2019

I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad relativa.

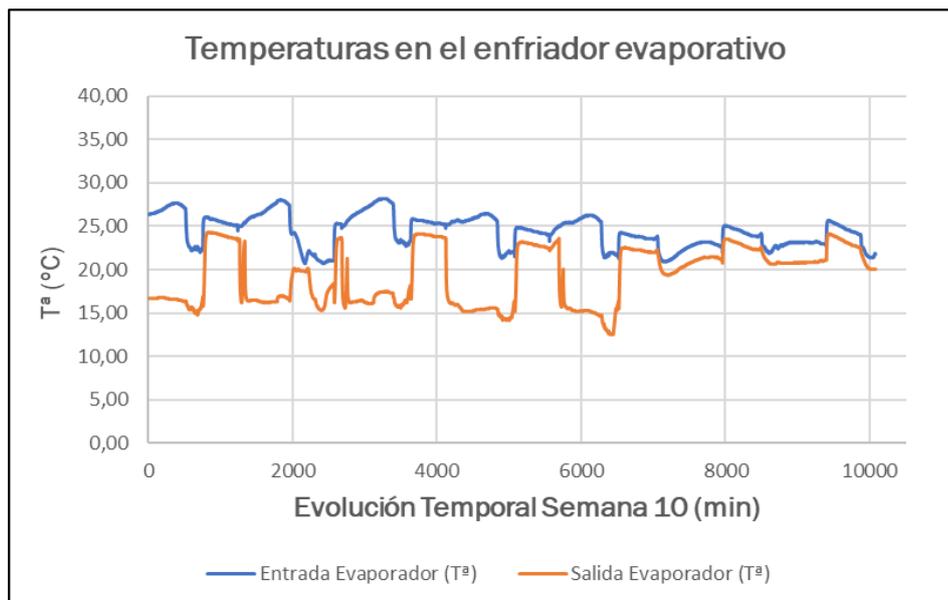


Figura A.106. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

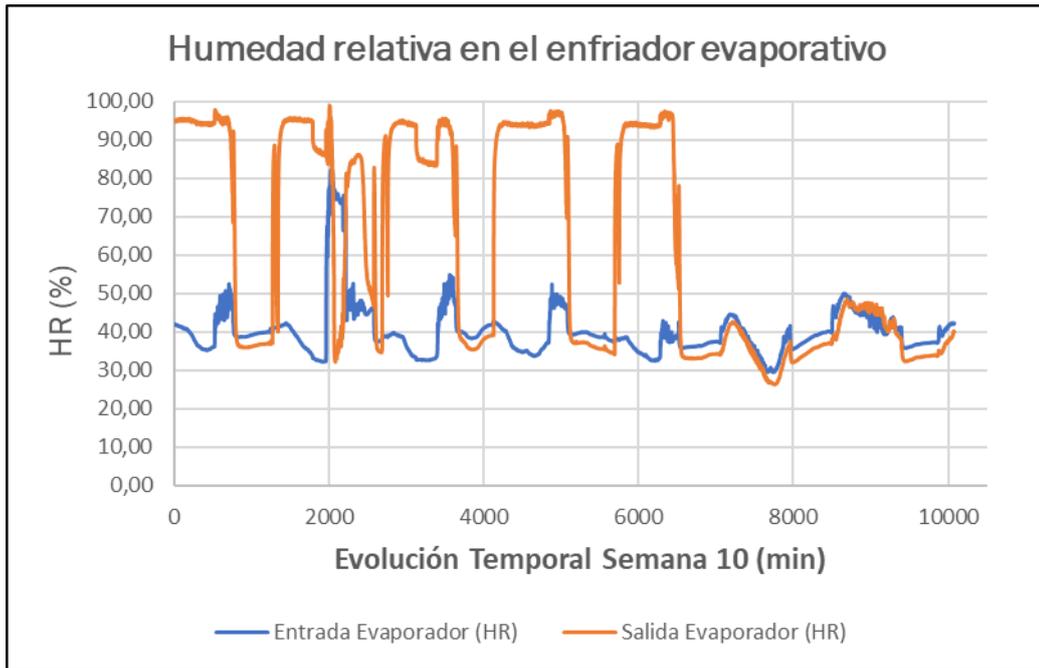


Figura A.107. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador adiabático? Eficiencia de humidificación.

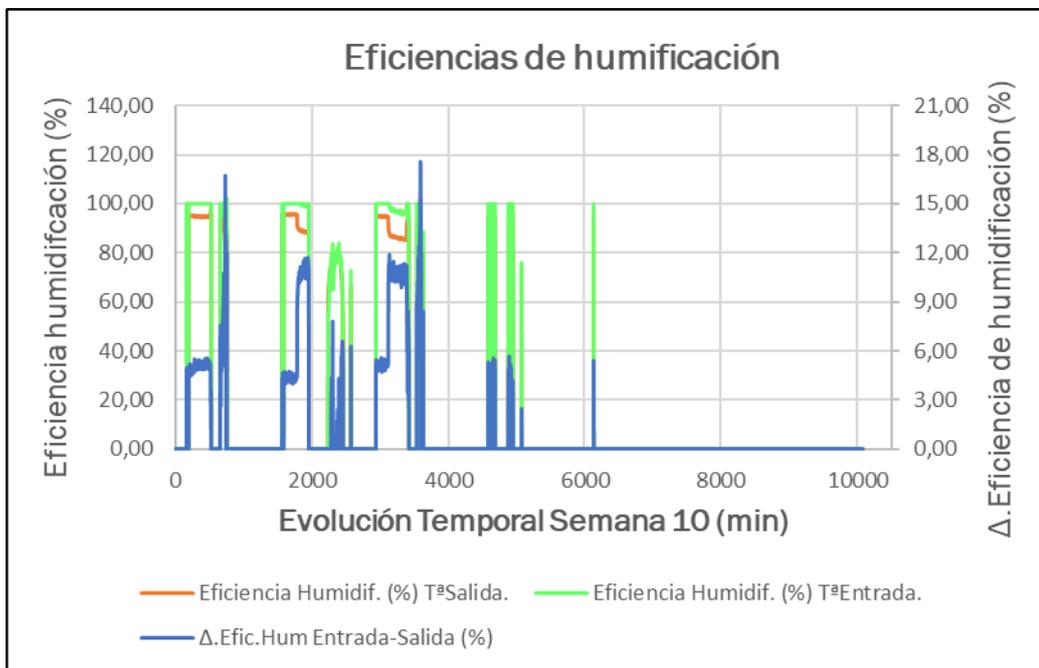


Figura A.108. Eficiencia de humidificación.

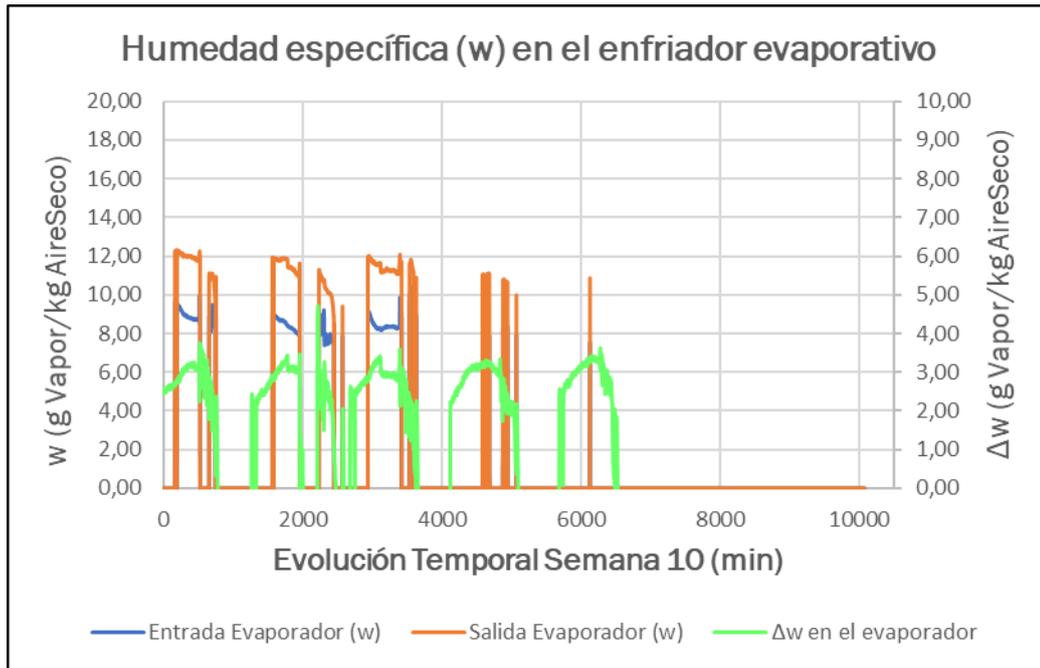


Figura A.109. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

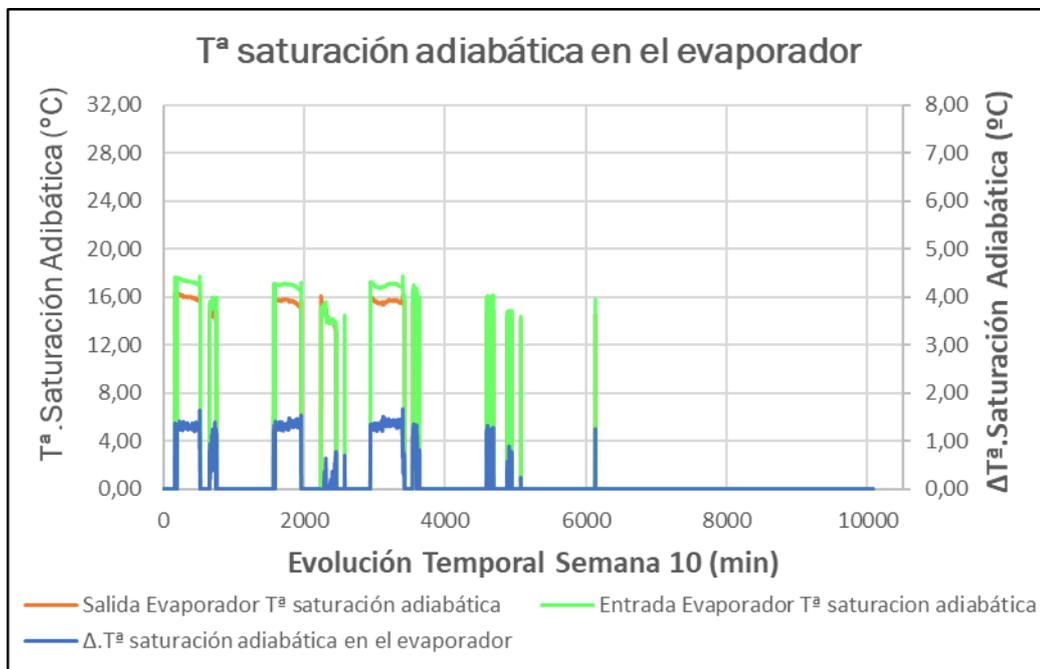


Figura A.110. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

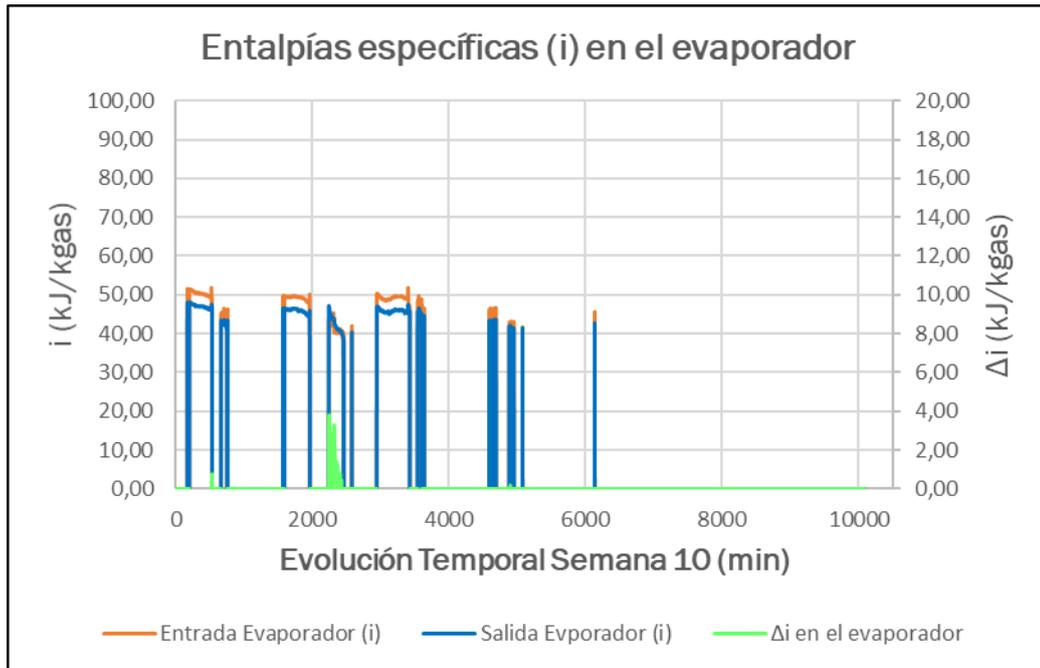


Figura A.111. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

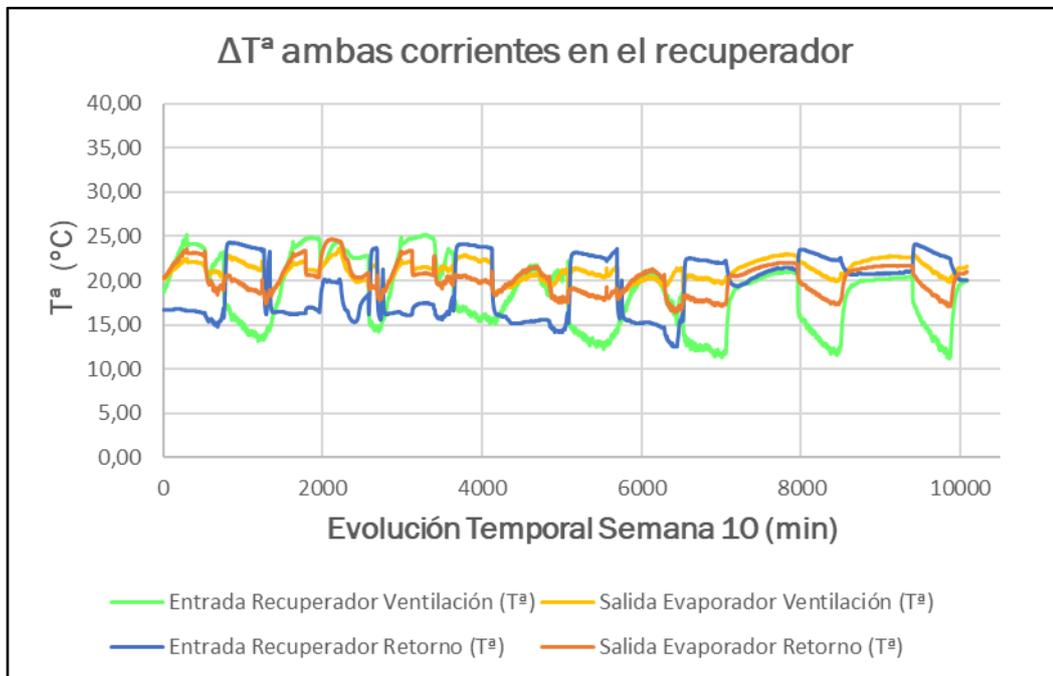


Figura A.112. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

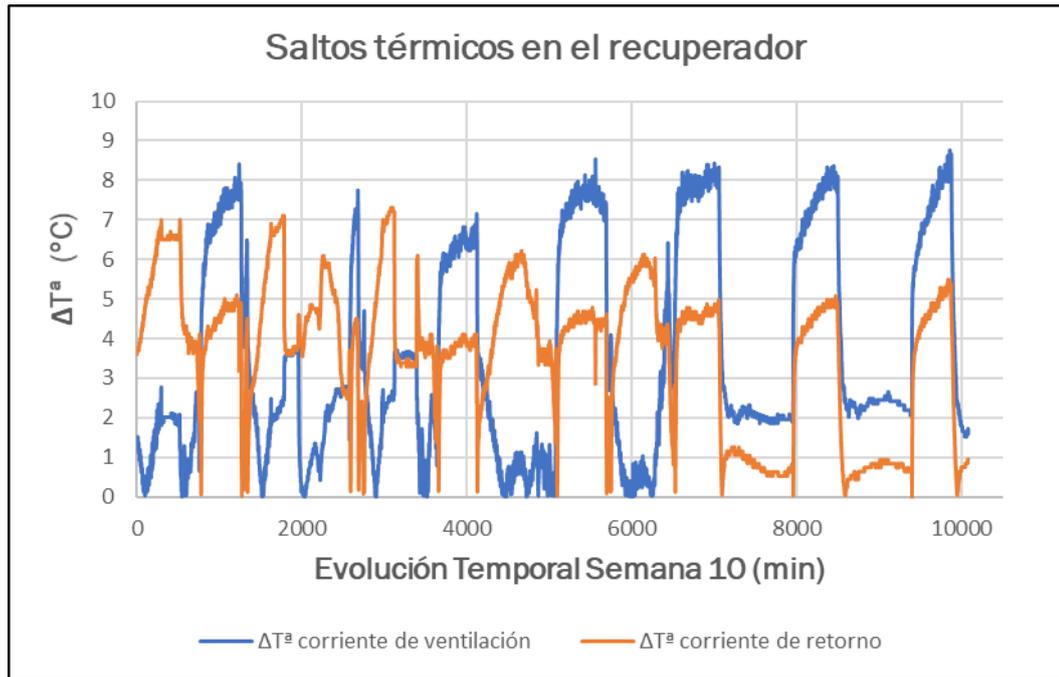


Figura A.113. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.



Figura A.114. Evolución de la eficiencia del recuperador.

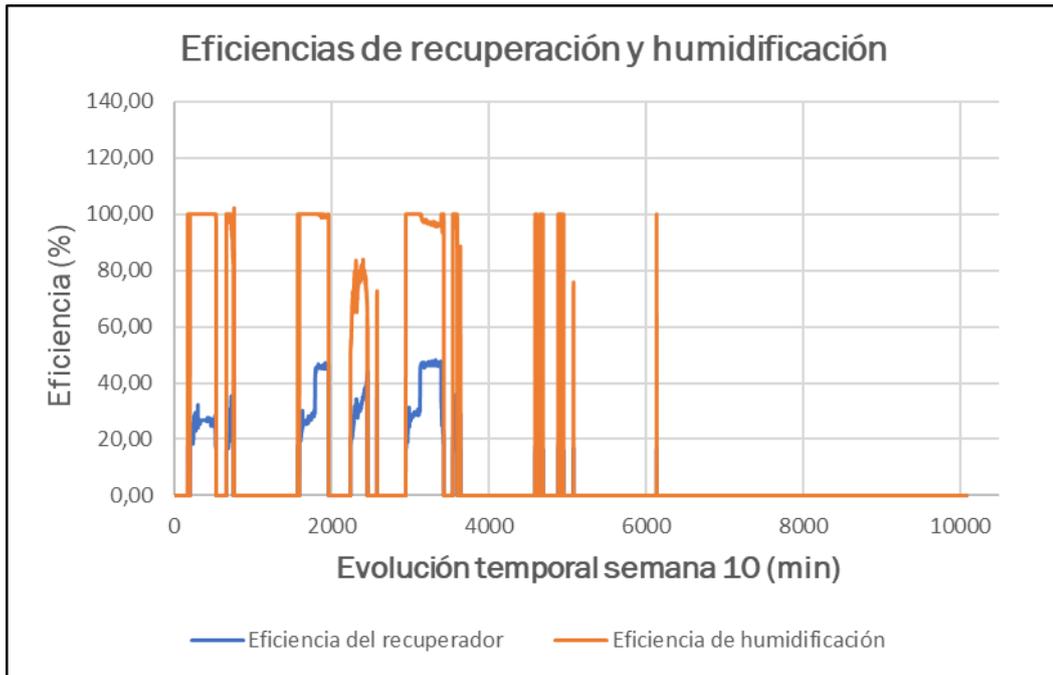


Figura A.115. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

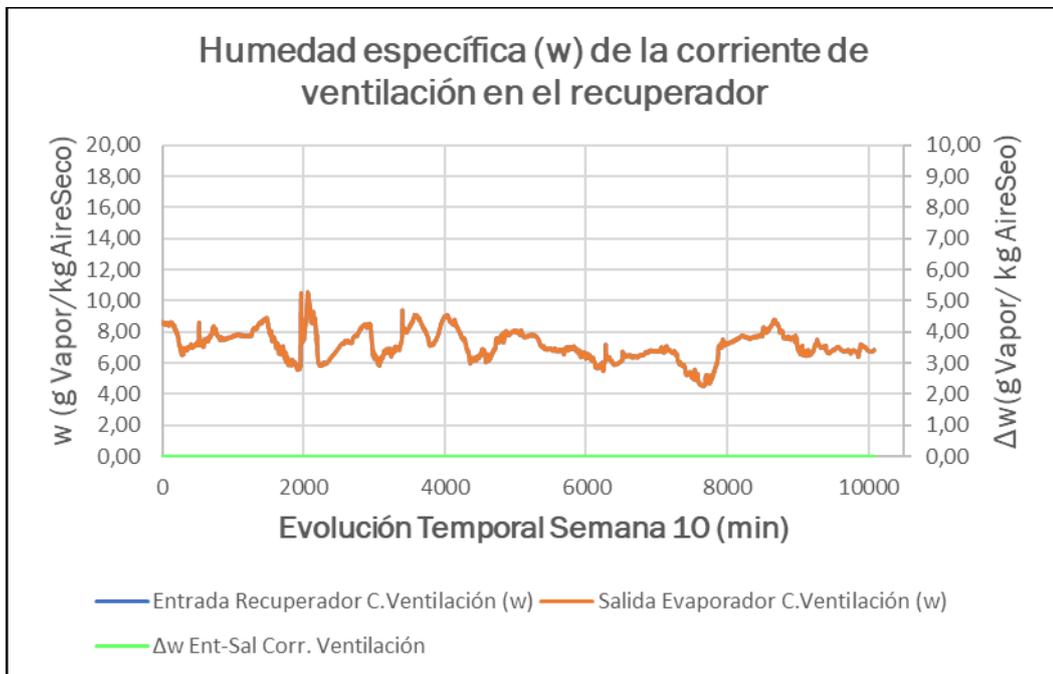


Figura A.116. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

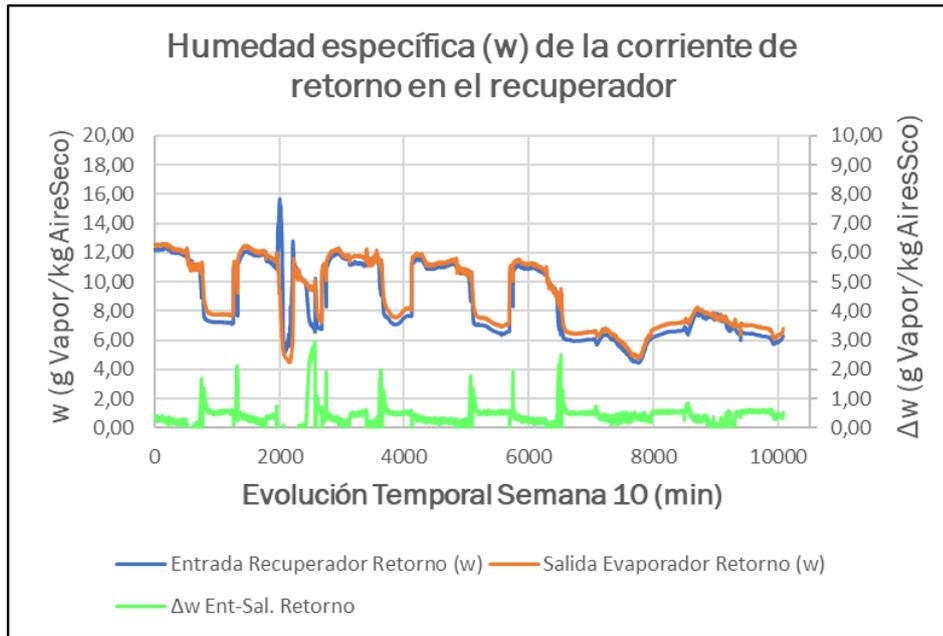


Figura A.117. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

#### A.10. Semana 11: 9 - 16 de septiembre de 2019.

- I. Enfriador evaporativo
  - o Evolución de temperaturas y humedad relativa.

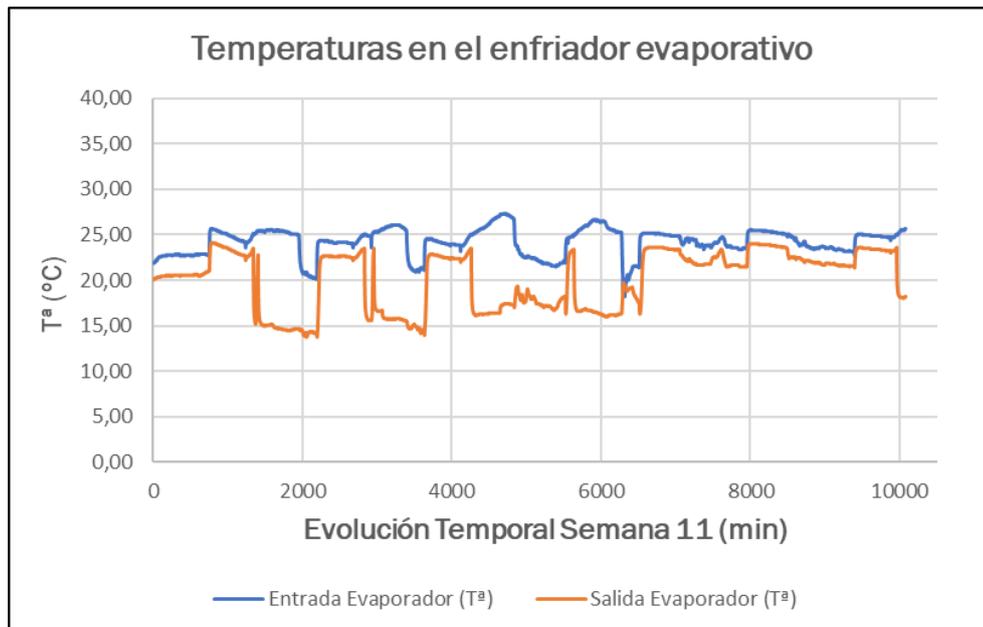


Figura A.118. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

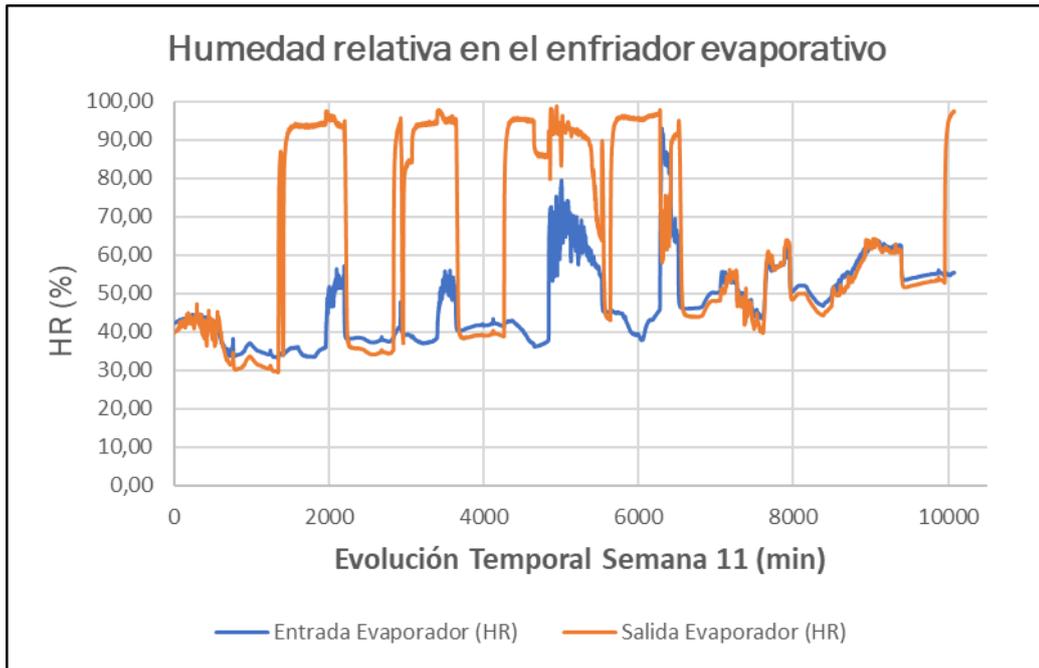


Figura A.119. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

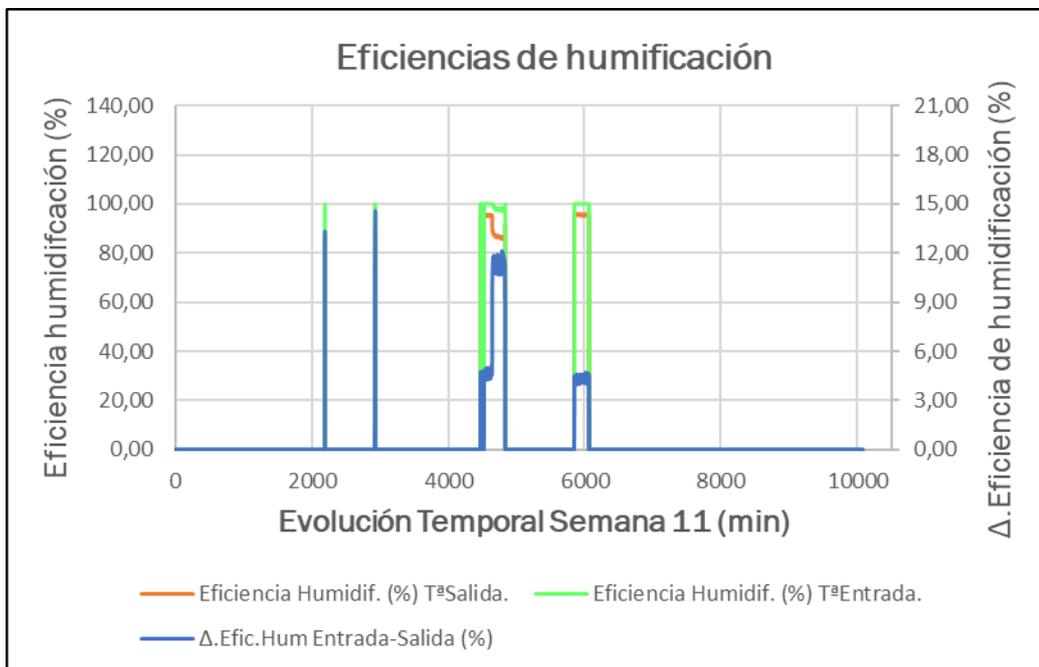


Figura A.120. Eficiencia de humidificación.

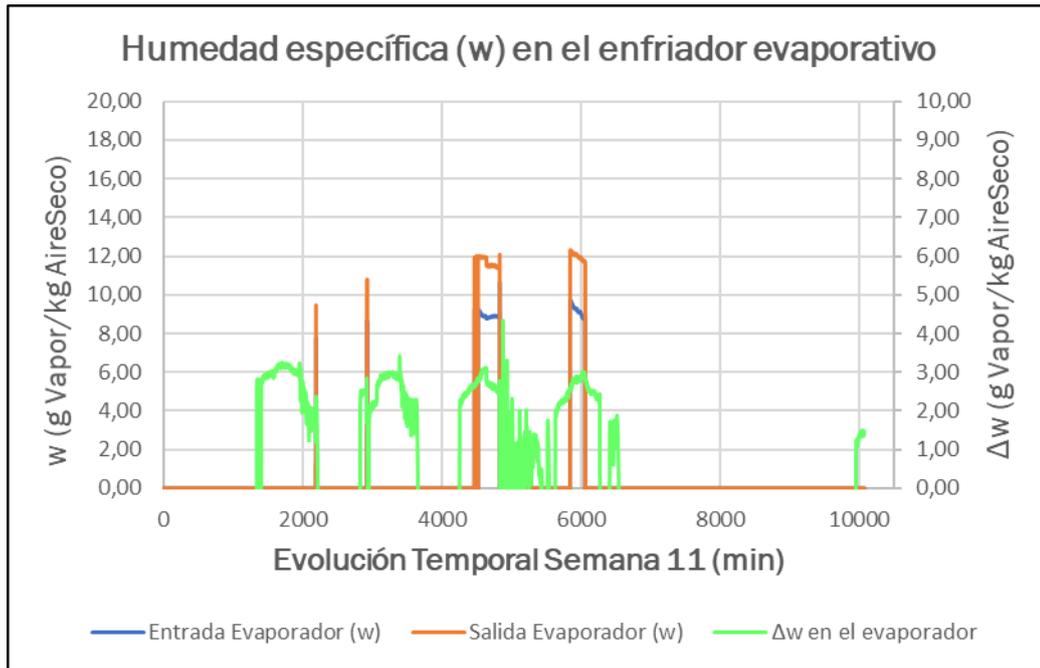


Figura A.121. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

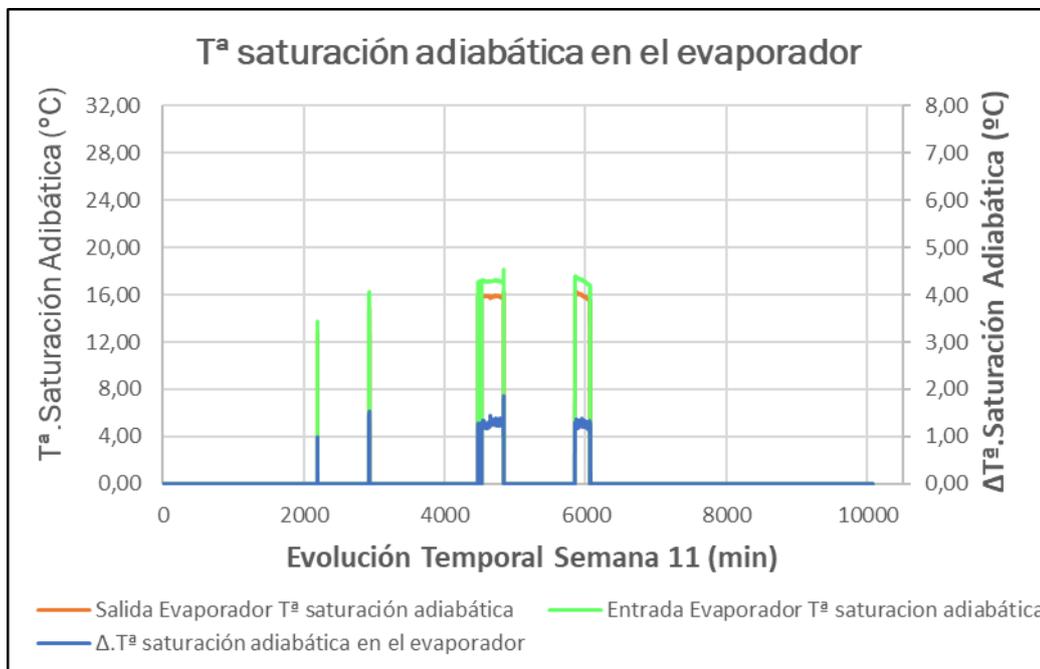


Figura A.122. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.

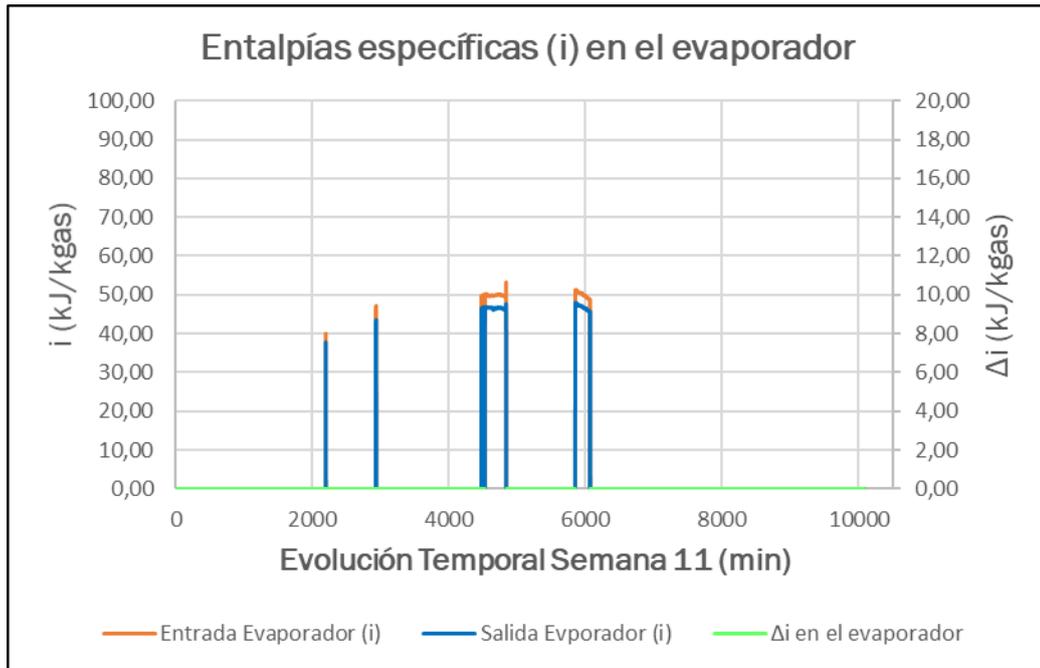


Figura A.123. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

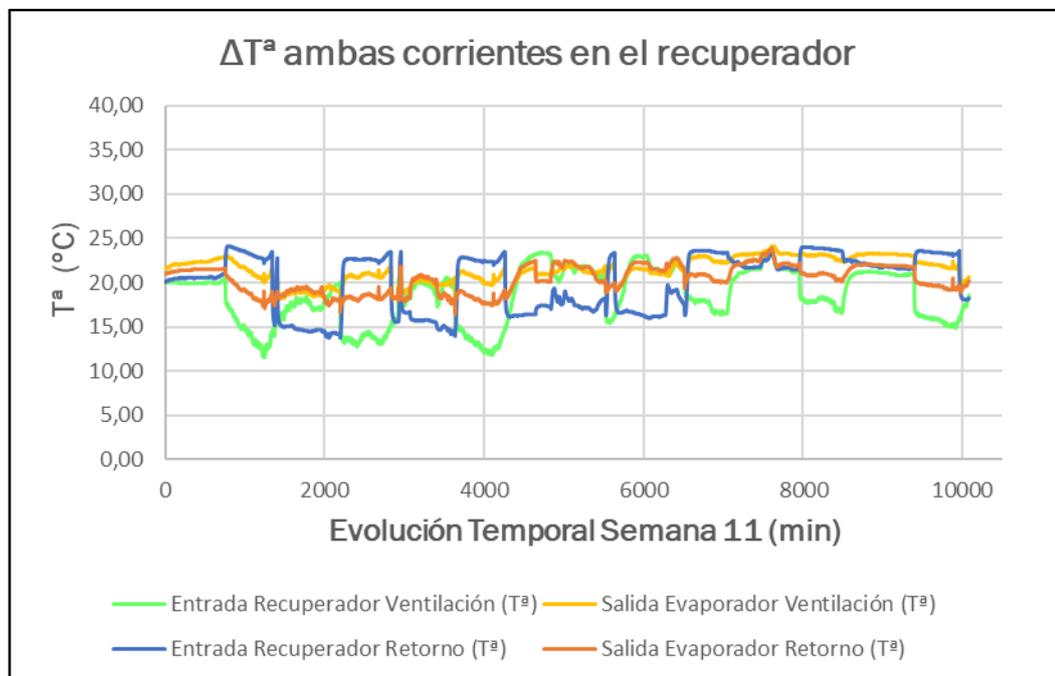


Figura A.124. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

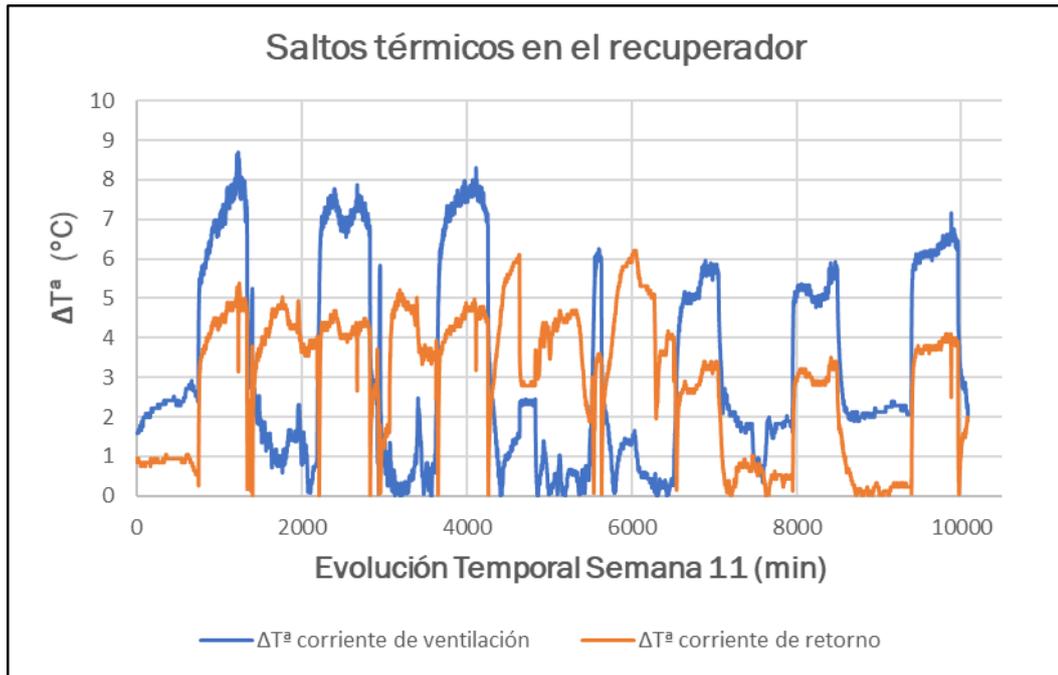


Figura A.125. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación.



Figura A.126. Evolución de la eficiencia del recuperador.

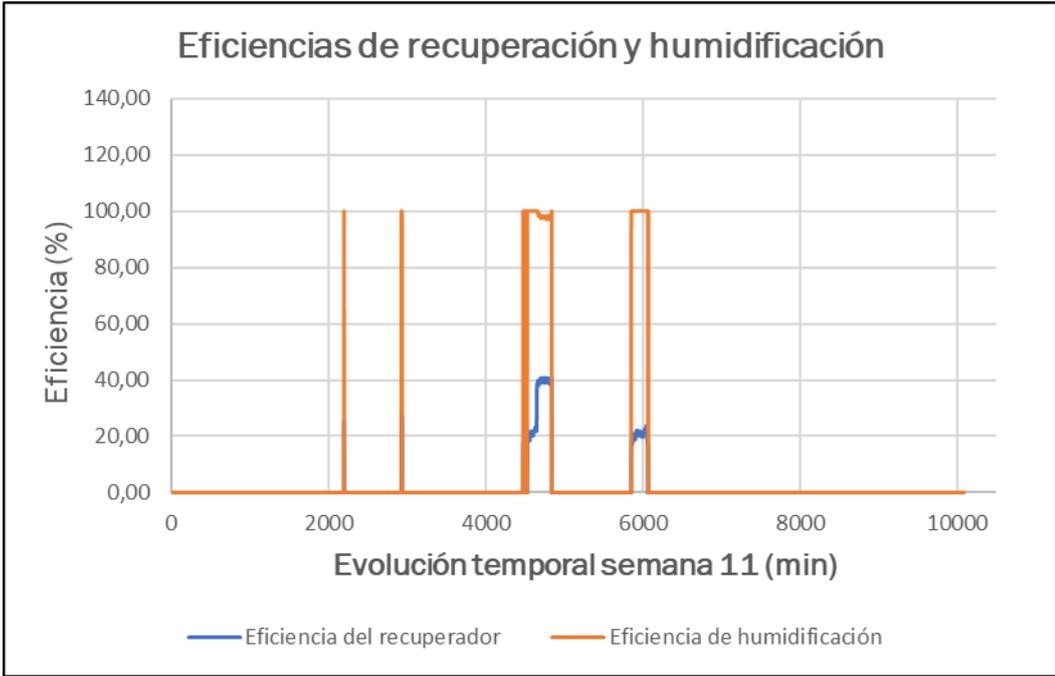


Figura A.127. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

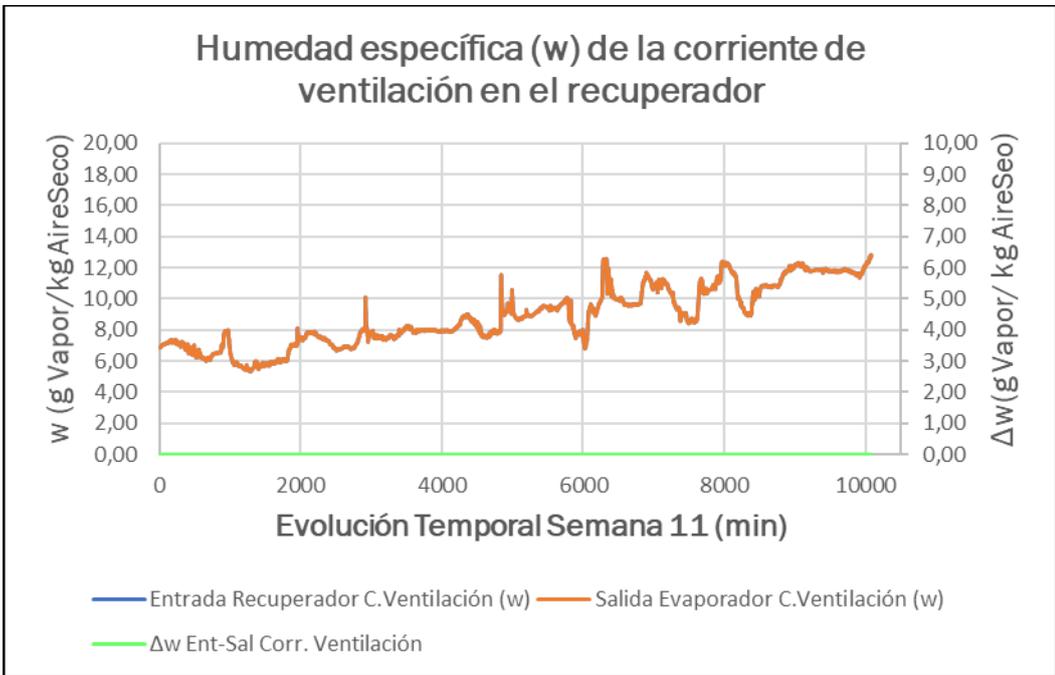


Figura A.128. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

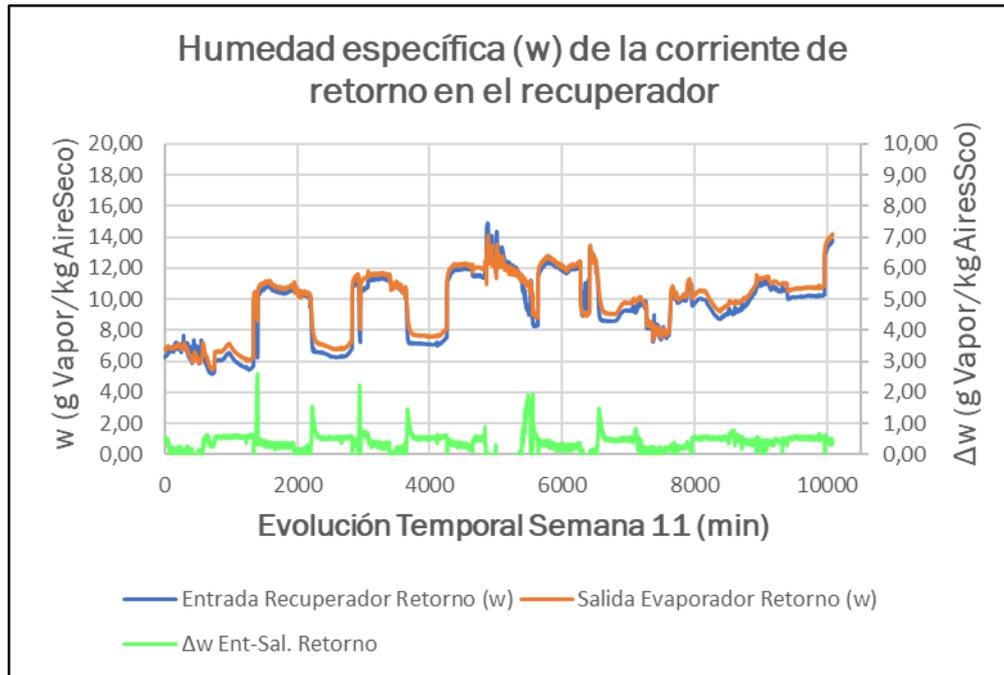


Figura A.129. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación



Figura A.130. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

### A.11. Semana 12: 16 – 23 de septiembre de 2019.

#### I. Enfriador evaporativo

- Evolución de temperaturas y humedad.

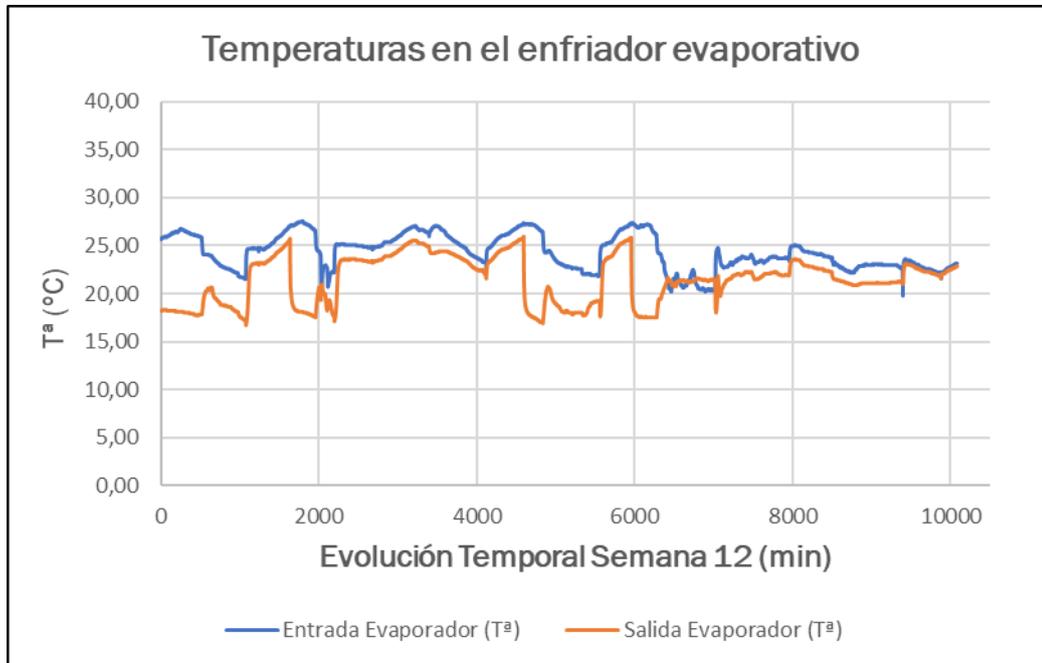


Figura A.131. Evolución temperaturas a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

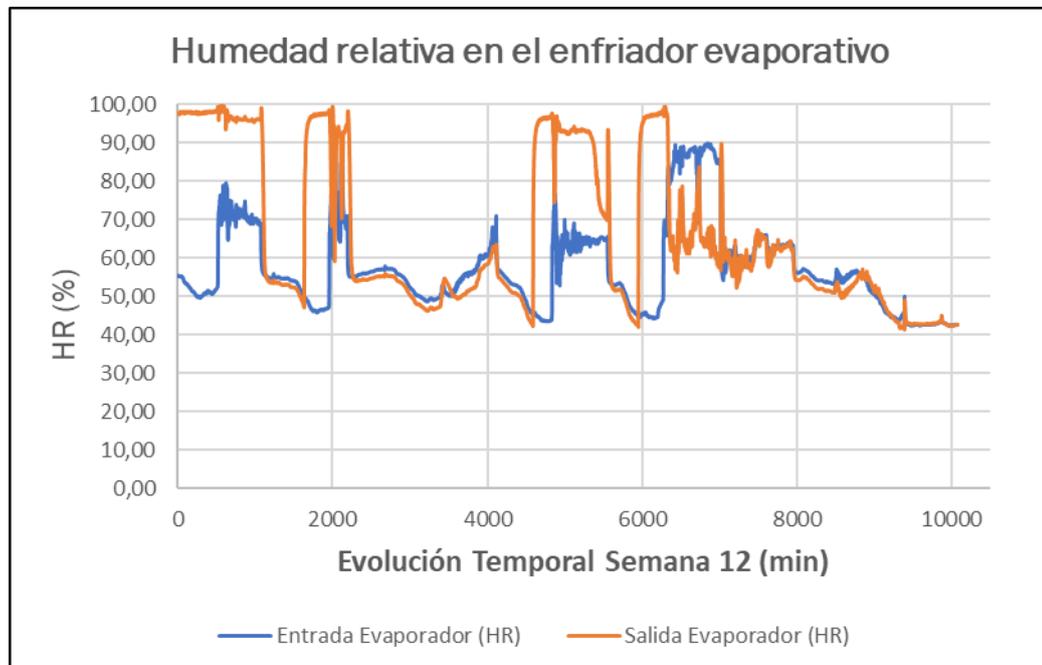


Figura A.132. Evolución de la humedad relativa a la entrada y salida del enfriador evaporativo.

- ¿Cuándo funciona el enfriador evaporativo? Eficiencia de humidificación.

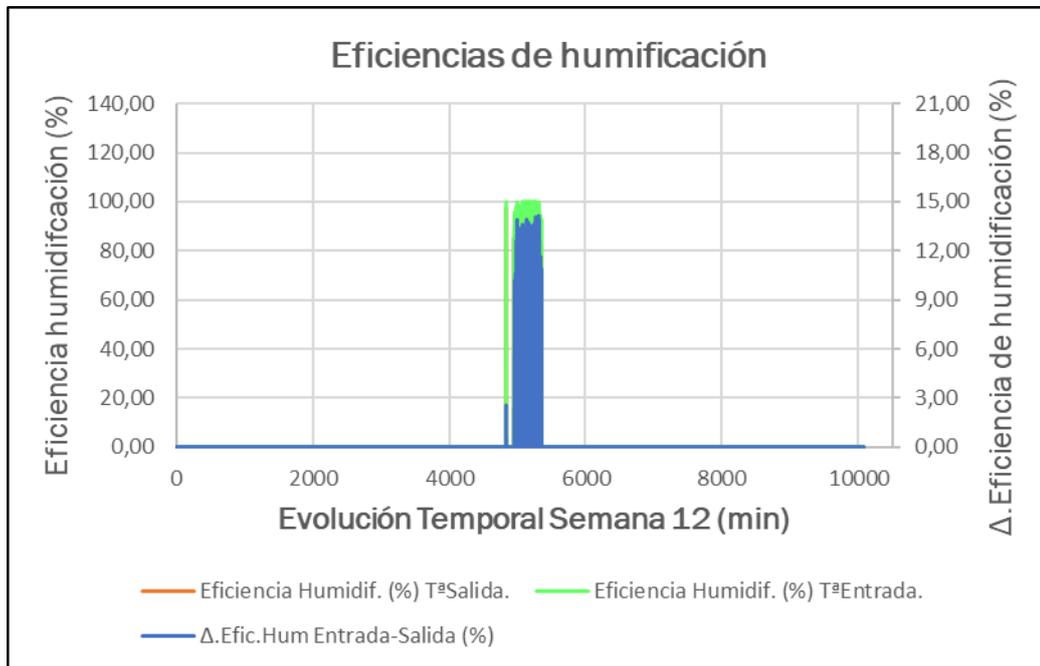


Figura A.133. Eficiencia de humidificación.

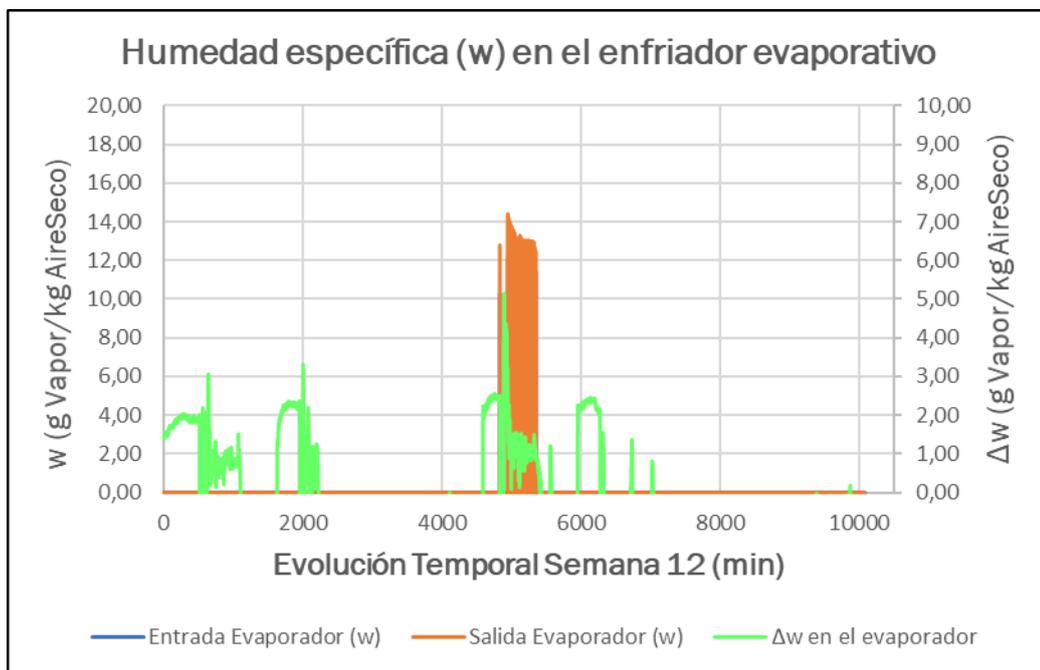


Figura A.134. Humedad específica a la entrada y salida del enfriador evaporativo junto con la diferencia entre ambas.

- ¿Actúa este equipo cumpliendo con las condiciones de refrigerador adiabático?

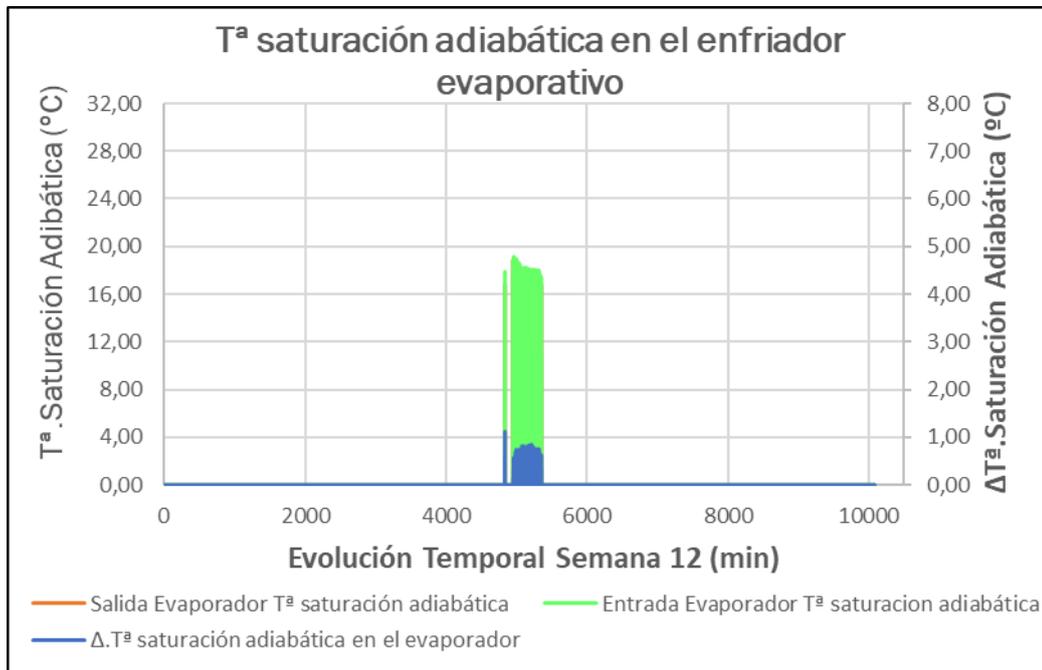


Figura A.135. Temperaturas de saturación adiabática a la entrada y salida del enfriador evaporativo solo cuando el mismo funciona.



Figura A.136. Entalpías específicas a la entrada y salida del enfriador evaporativo en estacionario.

## II. Recuperador

- Evolución de temperaturas de las corrientes que circulan a través de él.

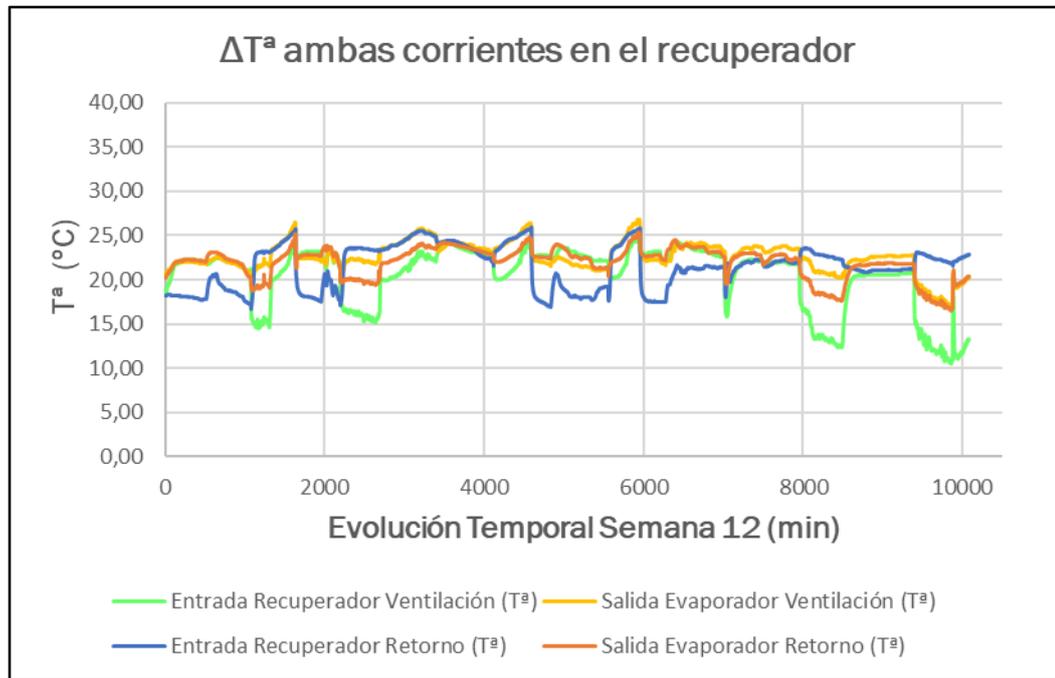


Figura A.137. Evolución de la temperatura de las corrientes de ventilación y de retorno en el recuperador.

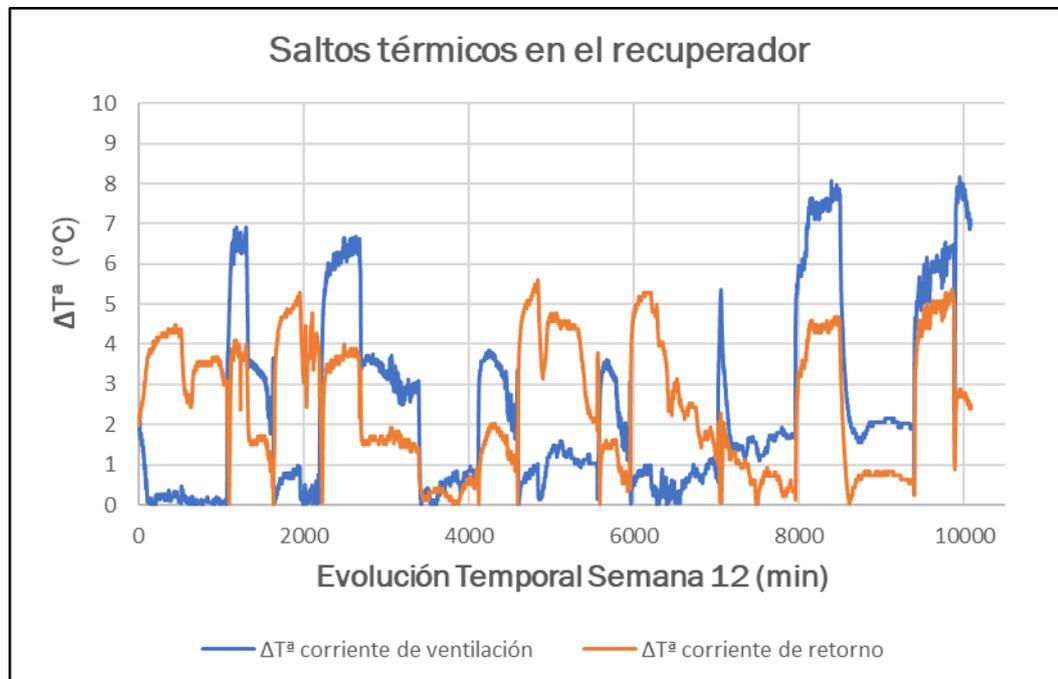


Figura A.138. Saltos térmicos de las corrientes de ventilación y retorno en el recuperador.

- ¿Cuándo funciona este intercambiador de calor? Eficiencia de recuperación



Figura A.139. Evolución de la eficiencia del recuperador.

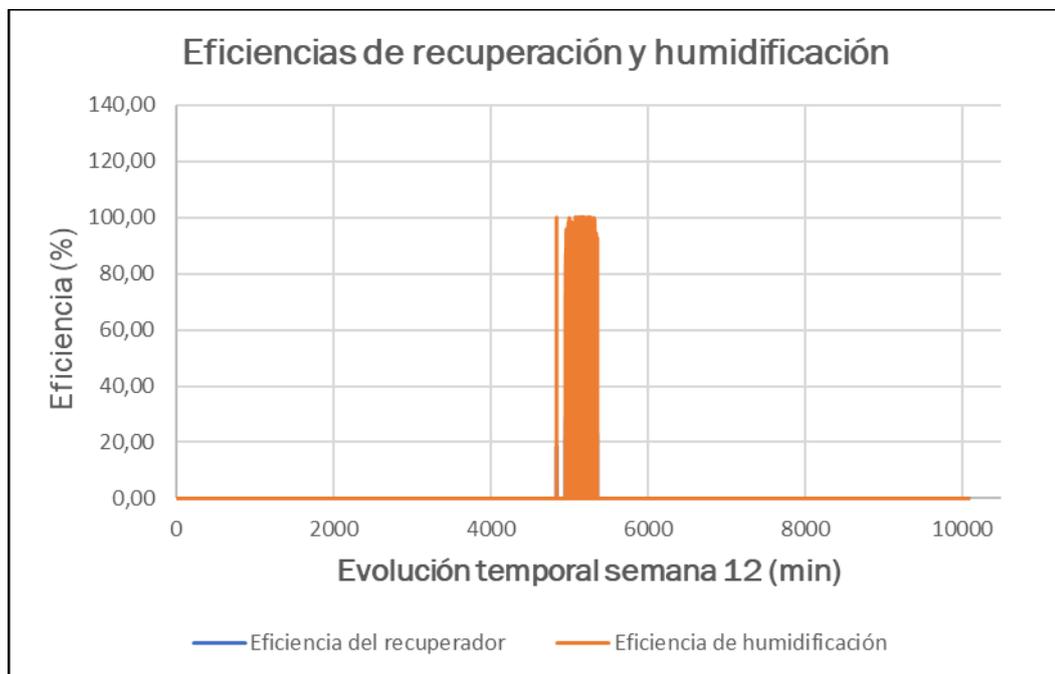


Figura A.140. Eficiencias de recuperación y humidificación.

- ¿Su modo de operación se ajusta a un sistema de recuperación sensible?

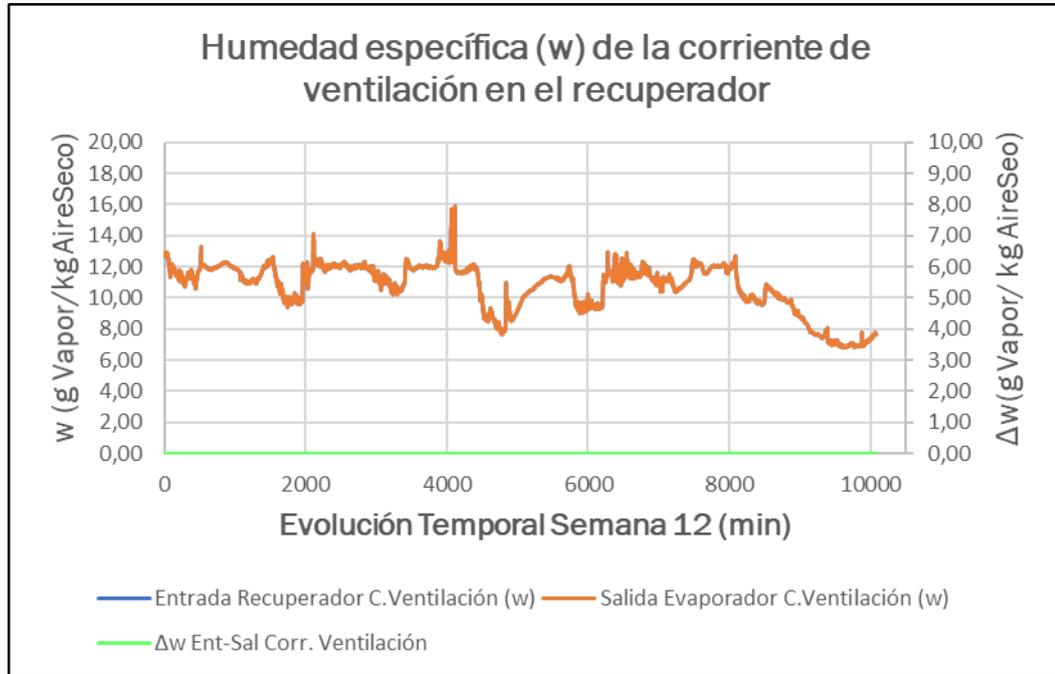


Figura A.141. Humedad específica de la corriente de ventilación a la entrada y salida del recuperador.

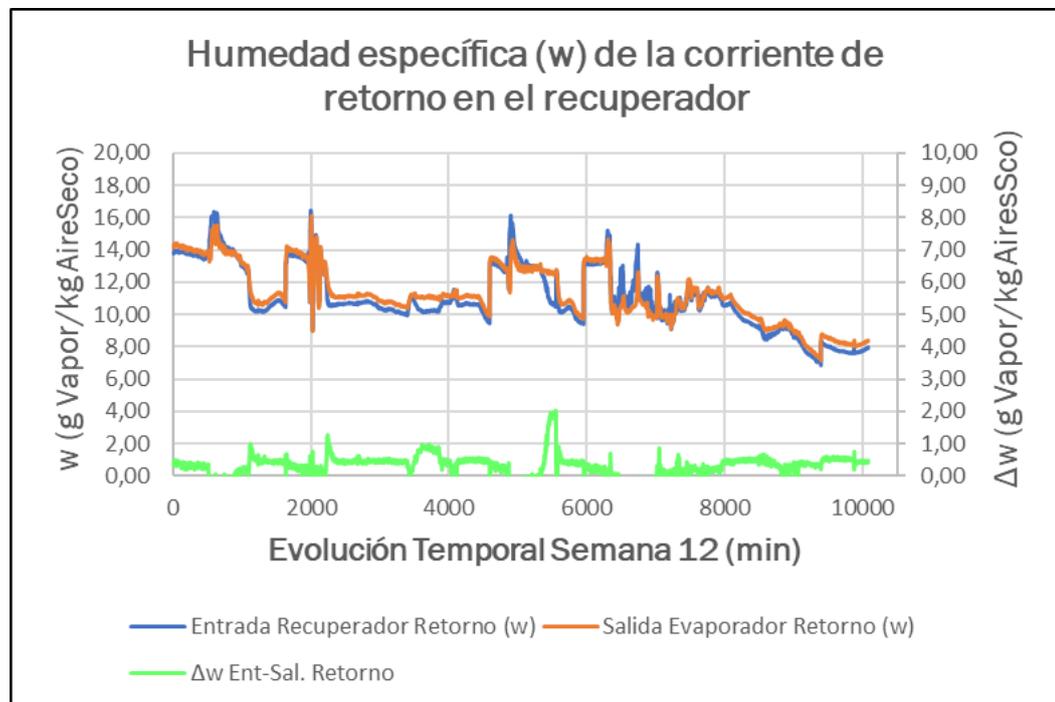


Figura A.142. Humedad específica de la corriente de retorno a la entrada y salida del recuperador.

### III. Entrada de aire a la instalación



Figura A.143. Caracterización de la entrada de aire a la instalación.

## B. ESTUDIO ECONÓMICO-ENERGÉTICO

### B.1. Porcentajes de ahorro por alternativa para cada semana

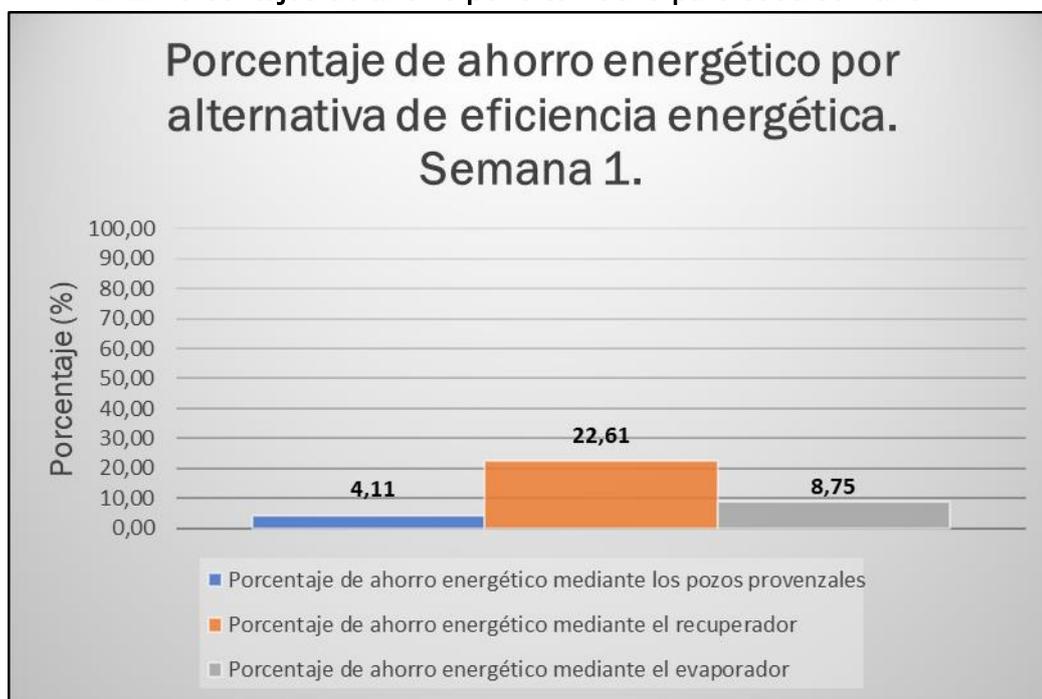


Figura B.1. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 1 (1-8 de julio de 2019).

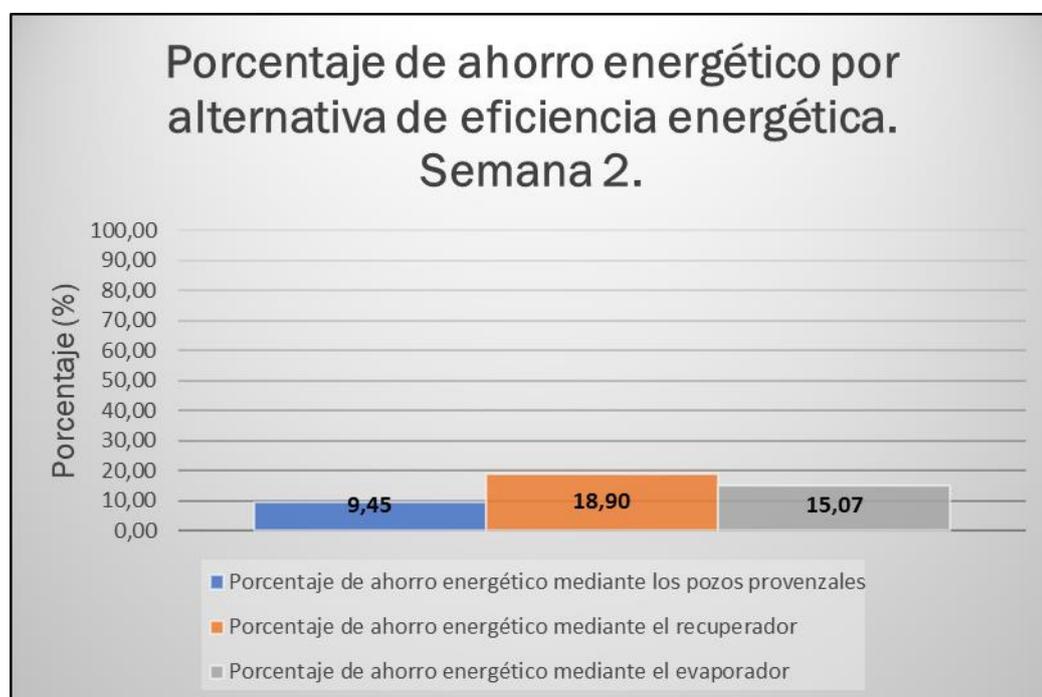


Figura B.2. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 2 (8-15 de julio de 2019).

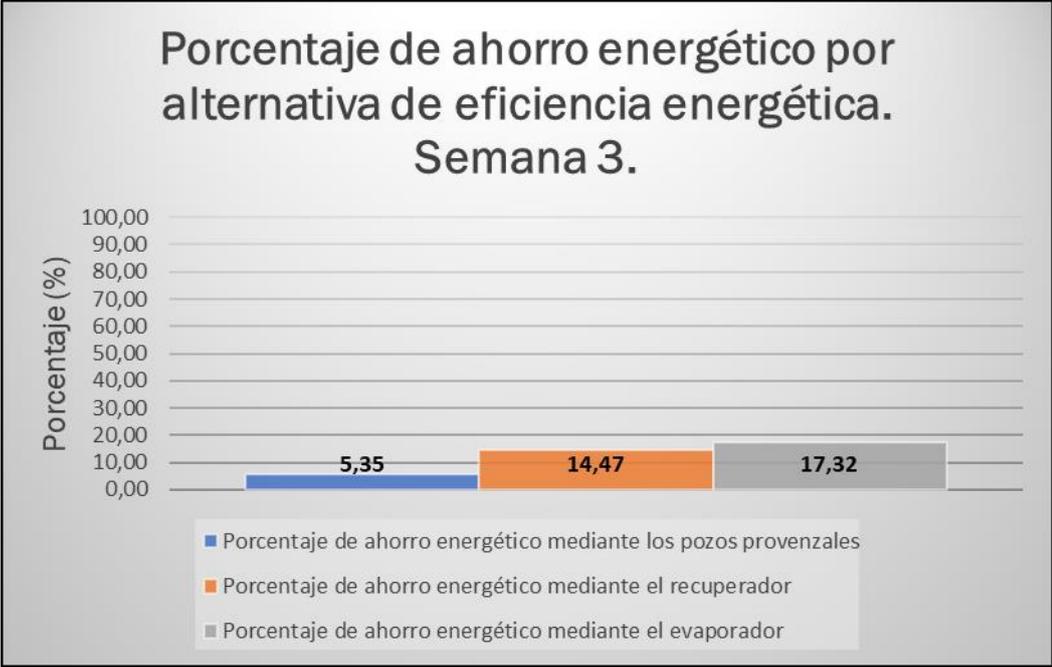


Figura B.3. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 3 (15-22 de julio de 2019).

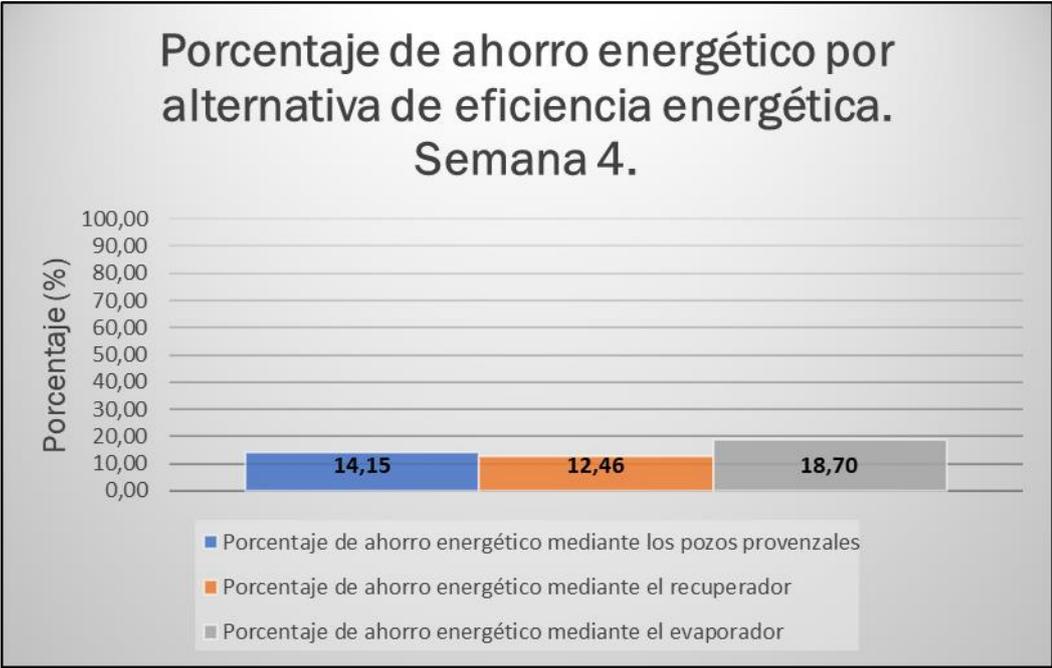


Figura B.4. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 4 (22-29 de julio de 2019).

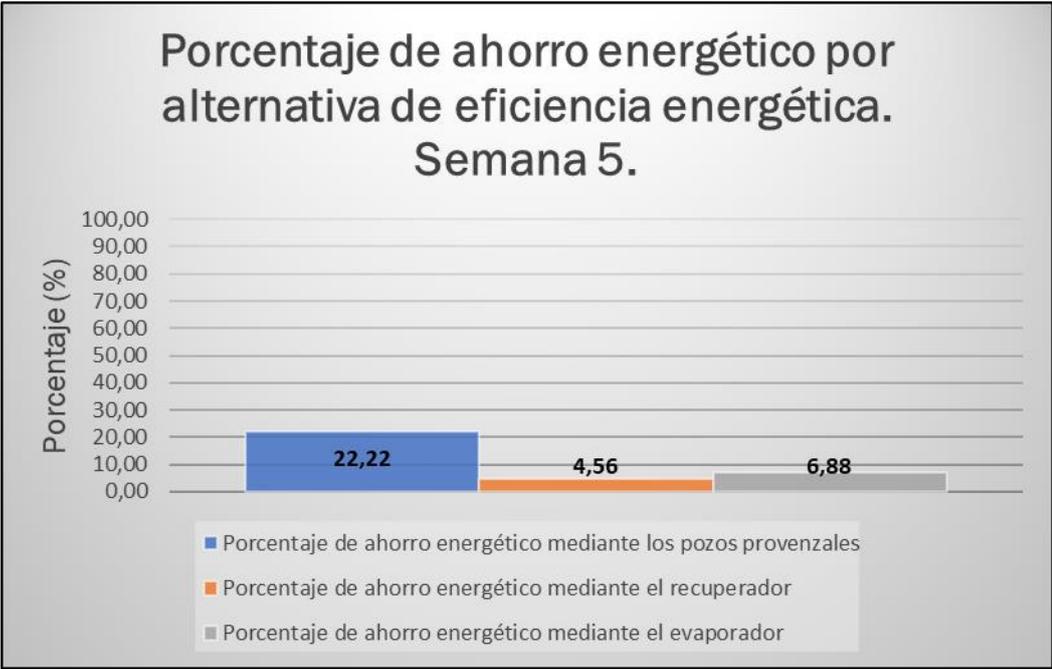


Figura B.5. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 5 (29 de julio al 5 de agosto de 2019).

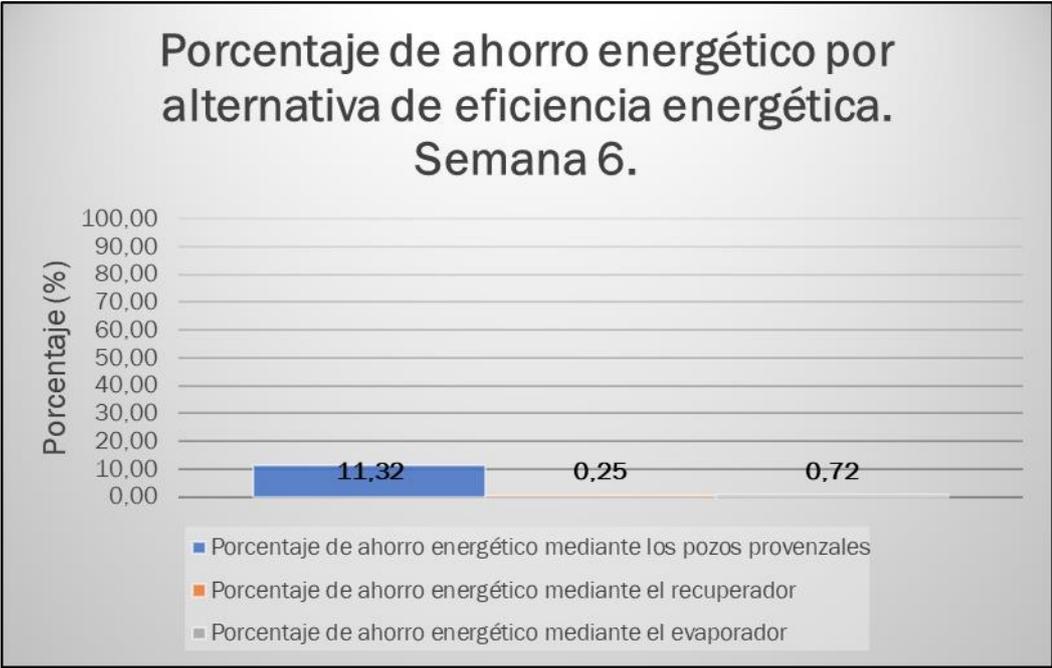


Figura B.6. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 6 (5-12 de agosto de 2019).

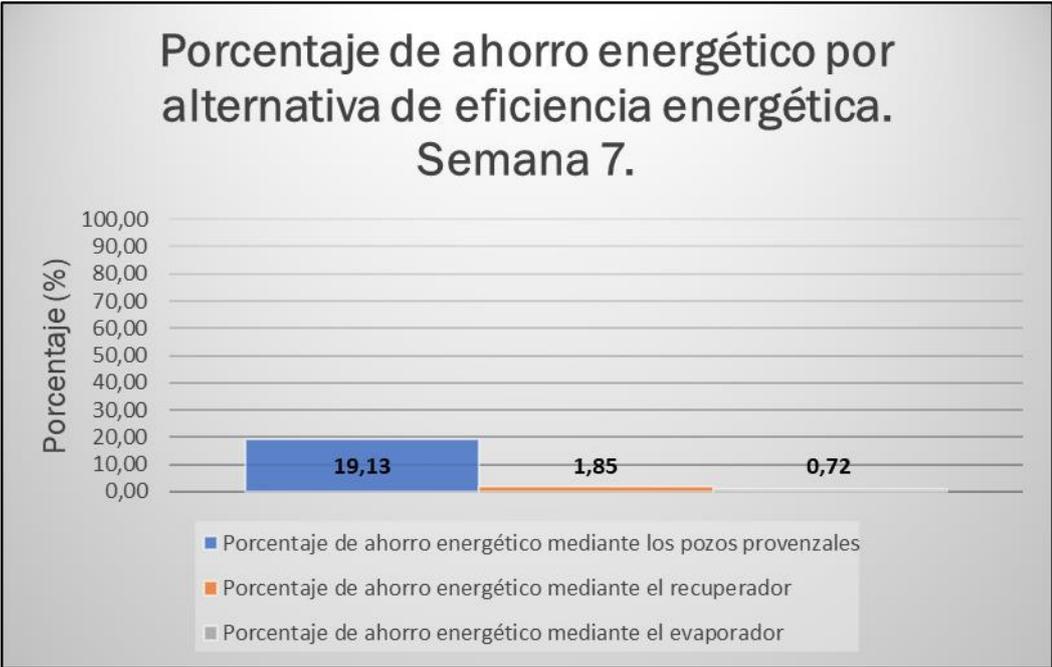


Figura B.7. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 7 (12-19 de agosto de 2019).

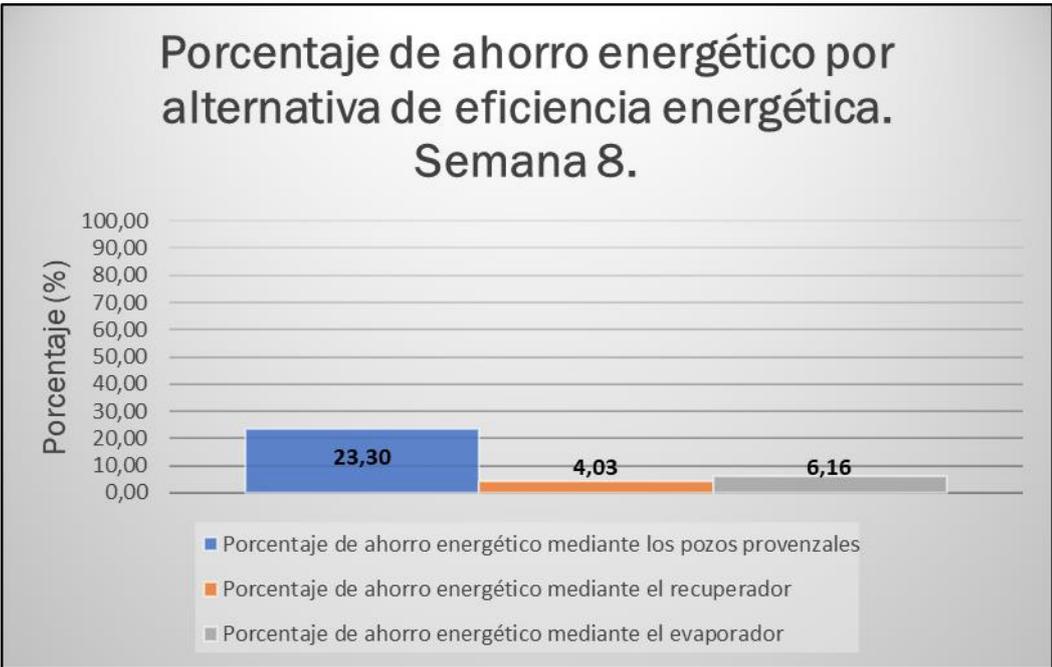


Figura B.8. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 8 (19-26 de agosto de 2019).

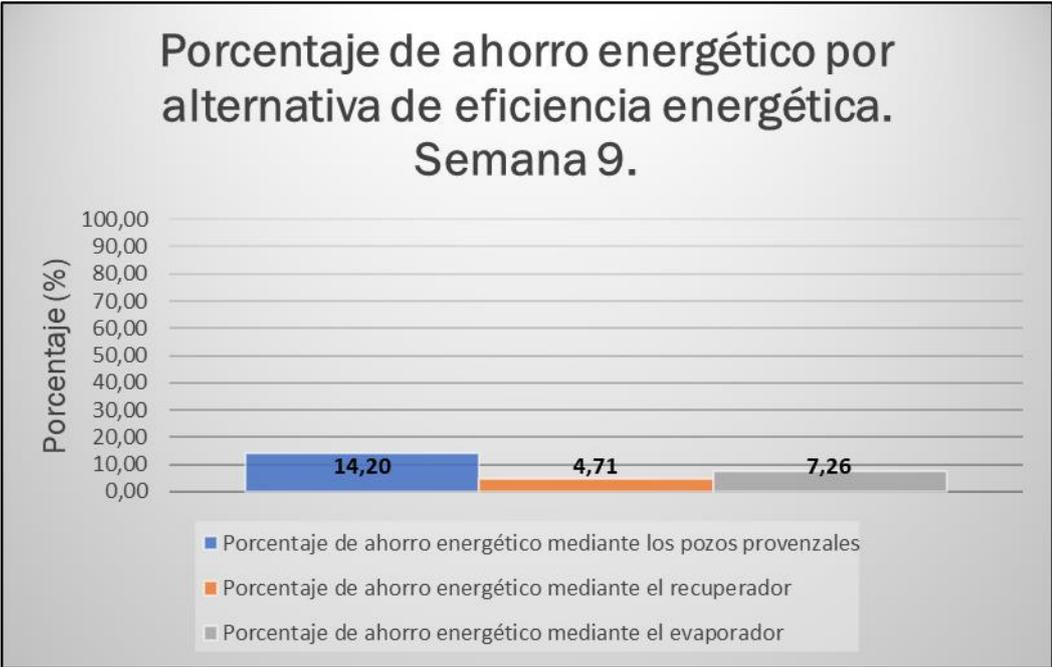


Figura B.9. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 9 (26 de agosto al 2 de septiembre de 2019).

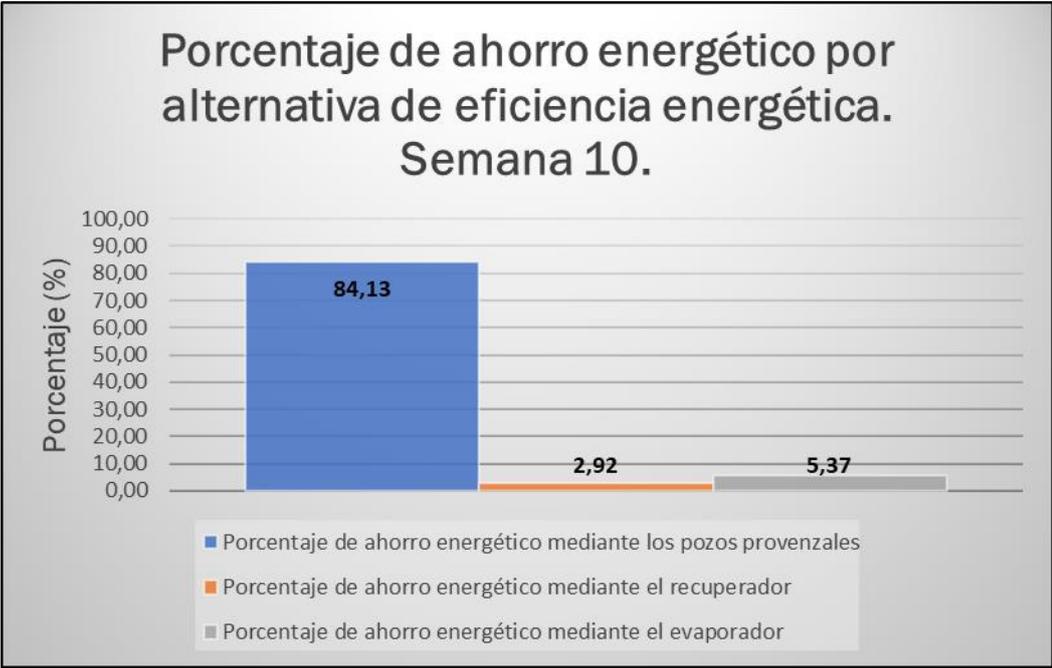


Figura B.10. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 10 (2-9 septiembre de 2019).

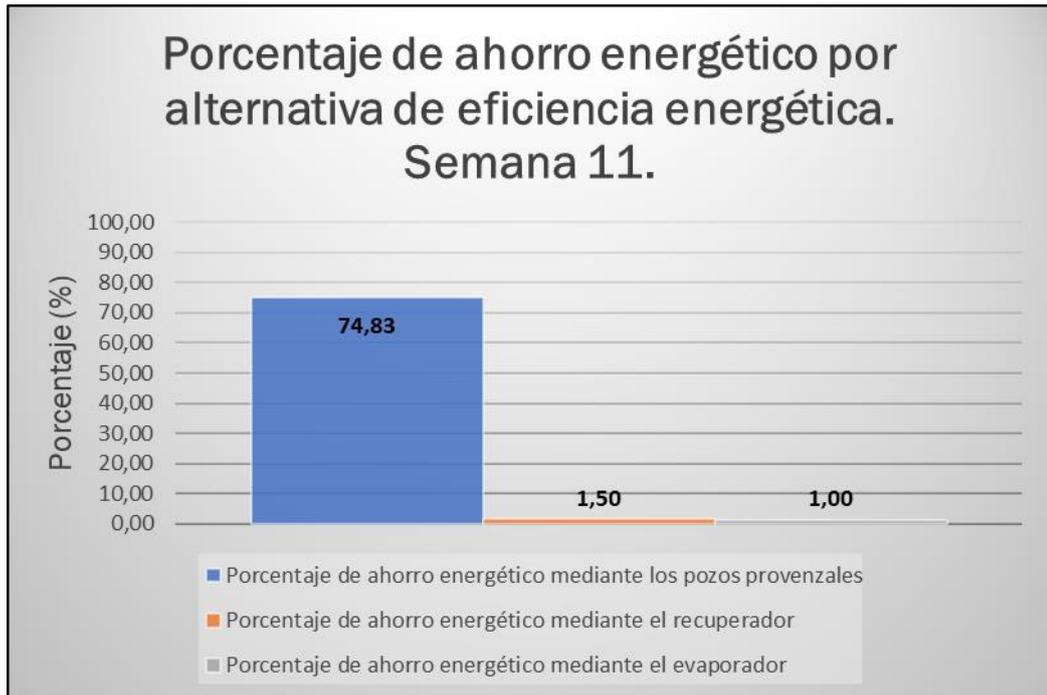


Figura B.11. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 11 (9-16 septiembre de 2019).

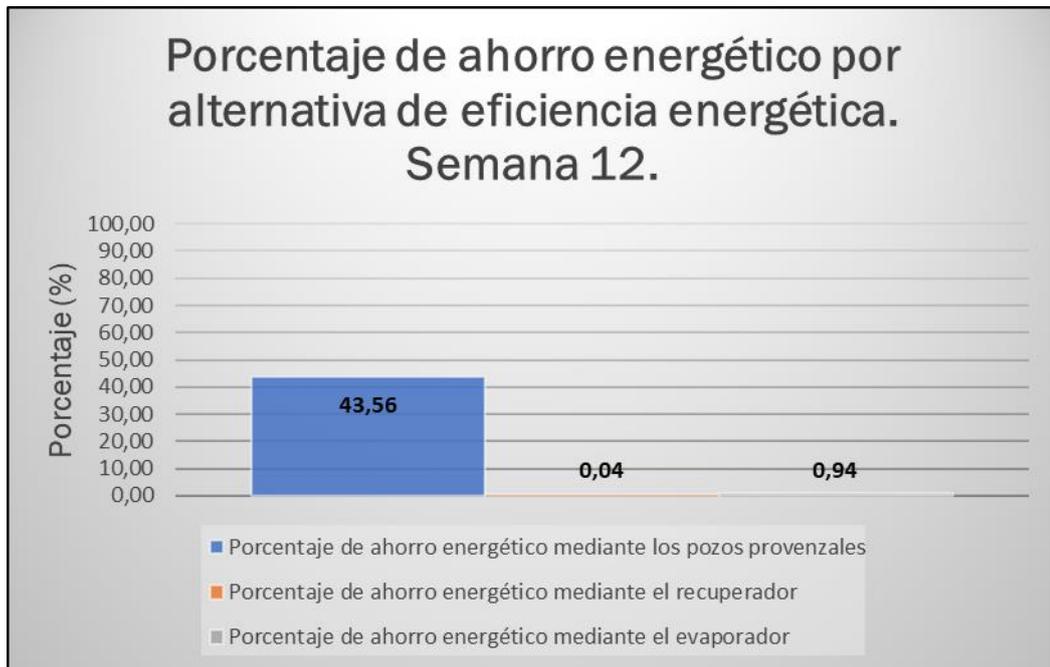


Figura B.12. Porcentaje de ahorro por alternativas de eficiencia energética durante la semana 12 (16-23 septiembre de 2019).

