

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

Escuela de Posgrado



Evaluación del desempeño termoenergético de unidades manejadoras de aire en un hospital del Distrito de Concepción, Junín, empleando un sistema de recuperación de calor circular

Tesis para optar el grado académico de Maestro en Energía
que presenta:

Rafael Anthony Cantorin Benites

Asesor:

Mg. Fernando Octavio Jiménez Ugarte


Lima, 2025

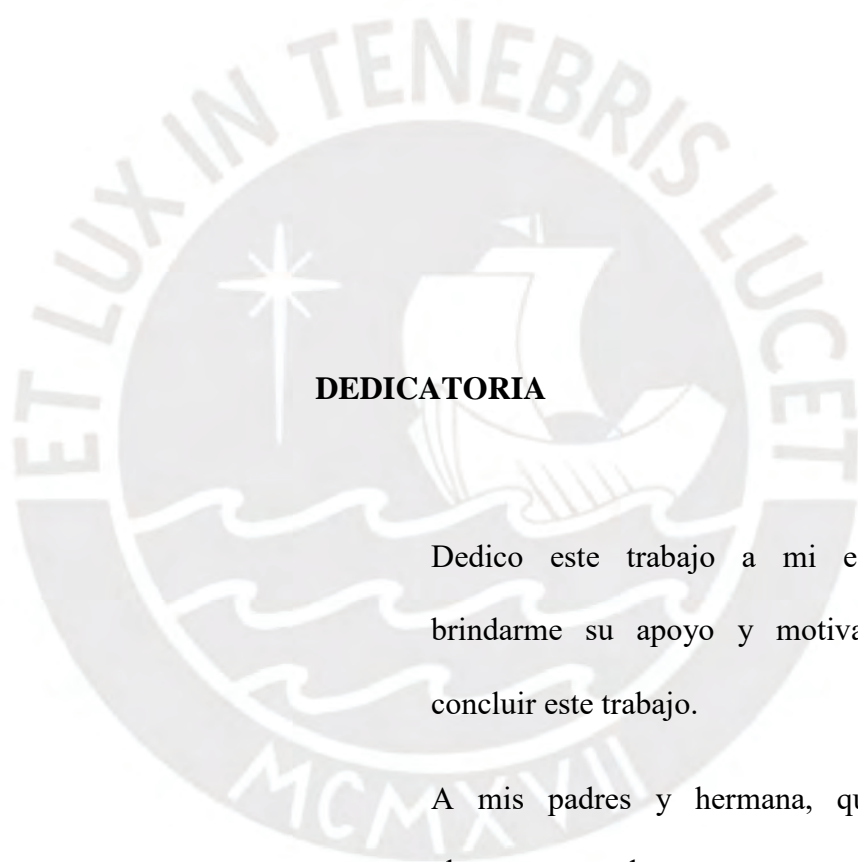
Informe de Similitud

Yo, Fernando Octavio Jiménez Ugarte, docente de la Escuela de Posgrado de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor(a) de la tesis/el trabajo de investigación titulado Evaluación del desempeño termoenergético de unidades manejadoras de aire en un hospital del Distrito de Concepción, Junín, empleando un sistema de recuperación de calor circular, del autor Rafael Anthony Cantorin Benites de constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 9%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 06/02/2026.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lima, 06 de febrero del 2026

Apellidos y nombres del asesor JIMENEZ UGARTE, FERNANDO OCTAVIO	
DNI: 08734404	Firma 
ORCID: 0000-0003-0540-9481	



DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi esposa por brindarme su apoyo y motivación para concluir este trabajo.

A mis padres y hermana, quienes me alentaron en todo momento.

AGRADECIMIENTO

A mi asesor de tesis, el Mg. Fernando Octavio Jiménez Ugarte, por el apoyo para la elaboración de la presente investigación.



RESUMEN

El presente trabajo tuvo como objetivo evaluar el desempeño termoenergético de las unidades manejadoras de aire (UMAs) de un hospital ubicado en el distrito de Concepción, región Junín, equipado con un sistema de recuperación de calor circular, equivalente a un sistema de recuperación de calor con fluido recirculante (*run-around heat recovery systems*), conformado por dos intercambiadores de energía de membrana acoplados mediante un circuito hidráulico cerrado con solución agua-etilenglicol al 30%, que permite la transferencia simultánea de calor sensible y latente.

El sistema analizado comprende 27 UMAs con una capacidad térmica instalada total de 770 Kw. Se desarrolló un modelo termodinámico basado en ecuaciones de balance de masa y energía, validado mediante análisis de incertidumbre con desviaciones entre 2,50% y 8,85%. Las condiciones termohigrométricas de operación fueron registradas entre diciembre de 2024 y julio de 2025, en horario de 07:00 a 17:00 h, y se evaluaron escenarios comparativos con y sin recuperación de calor bajo condiciones térmicas extremas representativas.

Los resultados muestran que la demanda energética térmica acumulada de las UMAs sin recuperador de calor se encuentra entre 2,36 y 3,25 MWh, mientras que con recuperación varía entre 1,25 y 1,83 MWh, lo que representa ahorros absolutos de entre 1,11 y 1,42 MWh y reducciones del 43,64 al 46,92%. Asimismo, los intercambiadores de energía de membrana alcanzaron una efectividad promedio superior al 87%, identificándose que la carga latente asociada al control de humedad constituye la principal demanda térmica.

ÍNDICE

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
RESUMEN	iv
ÍNDICE	v
ÍNDICE DE FIGURAS	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
INTRODUCCIÓN	1
Formulación del problema	5
Objetivos	7
Justificación	8
Metodología	10
CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS	12
1.1 ANTECEDENTES	12
1.2 MARCO TEÓRICO	19
1.2.1 Unidades manejadoras de aire	19
1.2.2 Sistemas de recuperación de energía	20
1.2.3 Uso de las UMAs en hospitales	25
CAPÍTULO 2. MODELO NUMÉRICO	28
2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR EN ESTUDIO	28

2.2 SUPUESTOS.....	31
2.3 ECUACIONES GOBERNANTES	32
2.3.1 Distribución de los flujos de aire y de la solución líquida.....	32
2.3.2 Transferencia de masa y calor en el intercambiador de membrana	33
2.3.3 Condiciones de contorno.....	40
2.3.4 Sistema de recuperación de calor circular	42
2.3.5 Parámetros adimensionales.....	44
2.3.6 Efectividad.....	45
2.4 INCERTIDUMBRE DEL MODELO NUMÉRICO.....	45
CAPÍTULO 3. APLICACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CIRCULAR EN UN CENTRO HOSPITALARIO	48
3.1 DESCRIPCIÓN DEL HOSPITAL.....	48
3.2 CONDICIONES TERMOHIGROMÉTRICAS.....	54
3.3 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CIRCULAR.....	56
CAPÍTULO 4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	58
4.1 CÁLCULO DE INCERTIDUMBRE DEL MODELO NUMÉRICO.....	58
4.2 RESULTADOS.....	59
4.2.1 Unidades manejadoras de aire sin sistema de recuperación de calor circular	59
4.2.2 Unidades manejadoras de aire equipado con el sistema de recuperación de calor circular.....	70
4.2.3 Desempeño termoenergético de las UMAs.....	79

4.2.4 Efectividad del intercambiador de membrana	82
4.3 DISCUSIÓN DE RESULTADOS	83
CONCLUSIONES	86
RECOMENDACIONES	89
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	90
ANEXO A: DISCRETIZACIÓN Y SOLUCIÓN NÚMÉRICA DE LAS ECUACIONES GOBERNANTES	94
ANEXO B: PROGRAMA DEL SISTEMA HVAC SIN RECUPERADOR DE CALOR CIRCULAR	100
ANEXO C: PROGRAMA DEL SISTEMA HVAC EQUIPADO CON EL RECUPERADOR DE CALOR CIRCULAR	102
ANEXO D: DATA TERMOHIGROMÉTRICA	112
ANEXO E: CARACTERÍSTICAS DEL TERMOHIGRÓMETRO	115

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Balance energético de un hospital madrileño (Pedrajas, 2017).	2
Figura 2. Fuentes de energía de un hospital madrileño (Pedrajas, 2017).	2
Figura 3. Consumo y costos de energía en un hospital peruano (MINEM, 2023)	3
Figura 4. Consumo eléctrico por parte de equipos identificados en un hospital (MINEM, 2014).	4
Figura 5. Esquema de un sistema de recuperación de calor circular (Zender-Swiercz, 2021).	5
Figura 6. (a) Temperatura ambiente y porcentaje de funcionamiento del sistema de recuperación calor circular durante un año. (b) Calor recuperado mensual y efectividad térmica (Li et al., 2022).	13
Figura 7. Efectividad del sistema de recuperación de calor circular en función a la temperatura del aire exterior (Rey-Martínez et al., 2021)	14
Figura 8. Calor recuperado frente a la temperatura del aire exterior (Rey-Martínez et al., 2021).	15
Figura 9. Consumo de energía anual por el sistema de recuperación de calor circular integrado con membrana para (a) calefacción y (b) refrigeración (Rasouli et al., 2014).	16
Figura 10. Configuraciones típicas de una UMA o AHU (ASHRAE, 2020).	20
Figura 11. Tipos de Intercambiadores de calor de placa fija. (a) Intercambiador de calor de flujo paralelo; (b) Intercambiador de calor de contracorriente; (c) Intercambiador de calor de flujo cruzado; (d) Intercambiador de calor multipaso. (Wang, 2017).	22
Figura 12. Intercambiador de calor de rueda entálpica (ASHRAE, 2020).	23
Figura 13. Intercambiador de energía de membrana (Liu et al., 2019).	24
Figura 14. Esquema de un sistema de recuperación de calor circular (Wang, 2017).	25

Figura 15. Esquema funcional del sistema de recuperación de calor circular en estudio	29
Figura 16. Esquema del intercambiador de membrana.	30
Figura 17. Módulo que integra al intercambiador de membrana.	31
Figura 18. Volumen de control en el intercambiador de membrana.	34
Figura 19. Transferencia de masa en volumen de control infinitesimal para el flujo de aire.	35
Figura 20. Transferencia de masa en volumen de control infinitesimal para el flujo de la solución líquida.	37
Figura 21. Transferencia de calor en volumen de control infinitesimal para el flujo de aire.	38
Figura 22. Transferencia de calor en volumen de control infinitesimal para el flujo de la solución líquida.	40
Figura 23. Condiciones de contorno.....	41
Figura 24. Esquema de entradas y salidas en el sistema de recuperación de calor circular	43
Figura 25. Ático del Instituto oncológico donde se ubican las 27 UMAs.....	48
Figura 26. Configuración de la UMA.....	49
Figura 27. Temperatura promedio por hora – mes (diciembre 2024 a julio 2025).	55
Figura 28. Humedad relativa promedio por hora – mes (diciembre 2024 a julio 2025). 55	
Figura 29. Consumo energético de las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.....	63
Figura 30. Consumo energético de las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.....	68

Figura 31. Consumo energético de las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.....	74
Figura 32. Consumo energético de las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.....	78
Figura 33. Comparación mensual del consumo energético de las UMAs a temperatura mínima de operación.	79
Figura 34. Comparación mensual del consumo energético de las UMAs a temperatura máxima de operación.....	80
Figura 35. Relación entre efectividad y el número de unidades de transferencia del intercambiador de membrana.	82



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Condición del aire exterior y efectividad del sistema de recuperación de calor circular integrado con membrana (Hemingson et al., 2011)	18
Tabla 2. Parámetros de diseño bajo la NTS N°110-MINSA/DGIEM-V.01	26
Tabla 3. Límites de referencia para validación (ASHRAE Guidelines 14-2014)	47
Tabla 4. Características principales de las UMAs ubicadas en el ático del hospital.....	50
Tabla 5. Parámetros de diseño del sistema de recuperación de calor (Vali,2009).	56
Tabla 6. Propiedades termo-físicas del aire y de la solución de agua-etilenglicol al 30% (Vali et al.,2009).....	56
Tabla 7. Cálculo de incertidumbre	58
Tabla 8. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación.	60
Tabla 9. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación.....	65
Tabla 10. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación.	71
Tabla 11. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación.....	75

INTRODUCCIÓN

Un hospital consta de varias Unidades Prestadoras de Servicios de Salud (UPSS), como Centro Quirúrgico, Centro Obstétrico, Unidad de Cuidados Intensivos, Radioterapia, Central de Esterilización, etc. Cada una de estas UPSS necesita un diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) especializado para cumplir con sus requisitos específicos. Estas características confieren al edificio hospitalario su complejidad. Debido a las características especiales de los diferentes grupos atendidos por los edificios hospitalarios, un ambiente interior saludable y confortable es fundamental para garantizar condiciones adecuadas de atención clínica y favorecer el desempeño eficiente del personal de salud.

Los sistemas HVAC son esenciales para el confort y la seguridad de los pacientes y el personal que labora en los hospitales. Por lo tanto, una ventilación eficiente y una calidad del aire interior adecuada son esenciales para la salud y el bienestar de las personas. Por ejemplo, una buena calidad de aire interior elimina eficazmente los contaminantes interiores e introduce una cantidad adecuada de aire fresco exterior para los ocupantes (Tian *et al.*, 2020). Además, un ambiente interno mejorado por equipos de ventilación en un hospital puede reducir los costos asociados con las enfermedades transmitidas por el aire entre un 9% hasta 20% (Singer, 2009).

Sin embargo, estos sistemas HVAC también pueden consumir una cantidad significativa de energía, lo que representa un costo importante para los hospitales y un impacto ambiental considerable. John & Elsberry (2016) señalan que el consumo de energía eléctrica de los sistemas HVAC en hospitales de gran escala es del 36%.

Asimismo, Pedrajas (2017) analizó el consumo de un hospital madrileño de 17 957 m² y 213 camas, teniendo como resultado que la energía se reparte como se muestra en

la Figura 1, 40% en calefacción, 21% en equipamiento, 20% para refrigeración, 7% para agua caliente sanitaria, 6% para ventilación, 6% en iluminación y otros. Del mismo modo, la Figura 2, muestra las fuentes de energía, las cuales se distribuyen en electricidad con un 54%, el gasóleo en un 45% y el gas natural en un 1%.

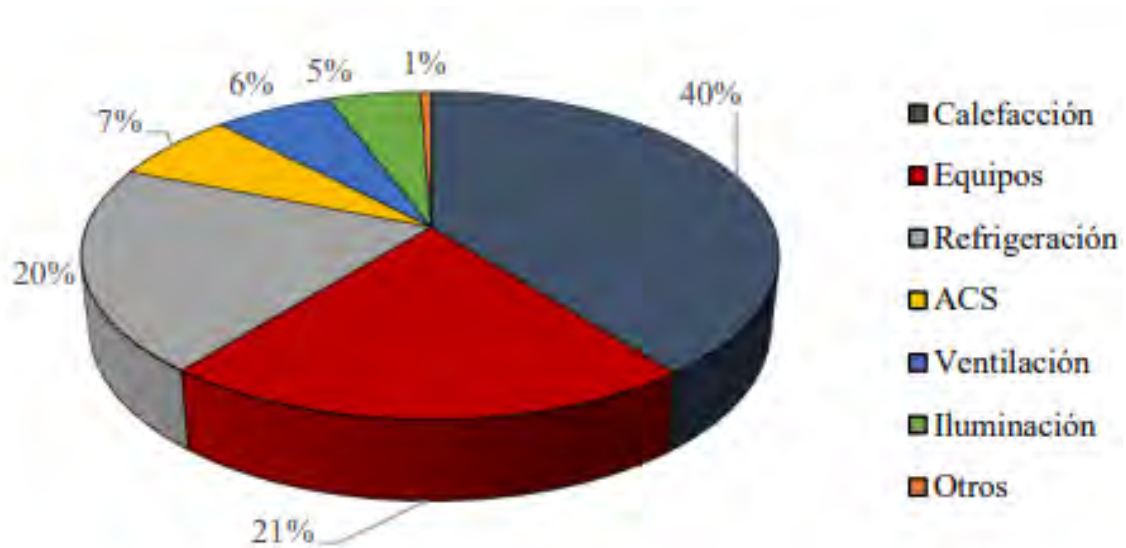


Figura 1. Balance energético de un hospital madrileño (Pedrajas, 2017).

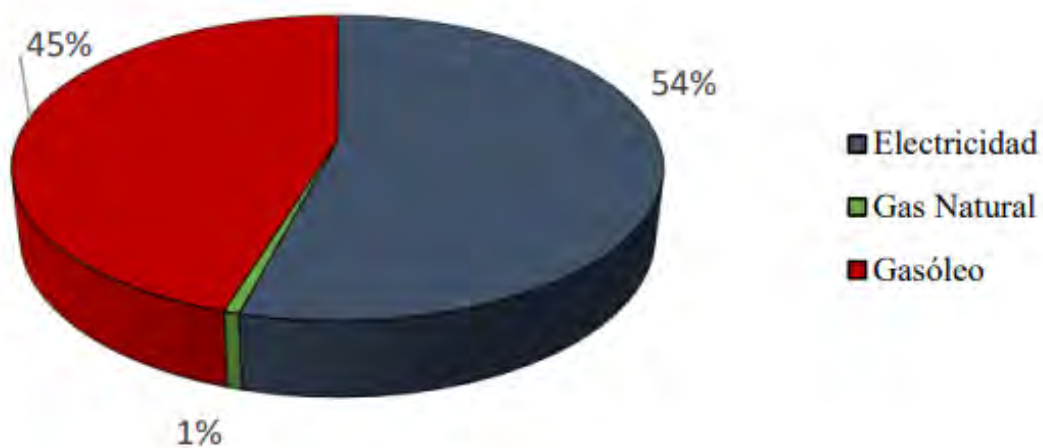


Figura 2. Fuentes de energía de un hospital madrileño (Pedrajas, 2017).

En el caso de Perú, en la Guía de Orientación Del Uso Eficiente de La Energía y de Diagnóstico Energético Hospitales (MINEM, 2023) se presenta el consumo y costos de energía analizados mediante una auditoria en un hospital peruano en el año 2015. La Figura 3 detalla que los consumos de energía en este establecimiento de salud se repartían en el 66% de electricidad y el 34% de gas natural.

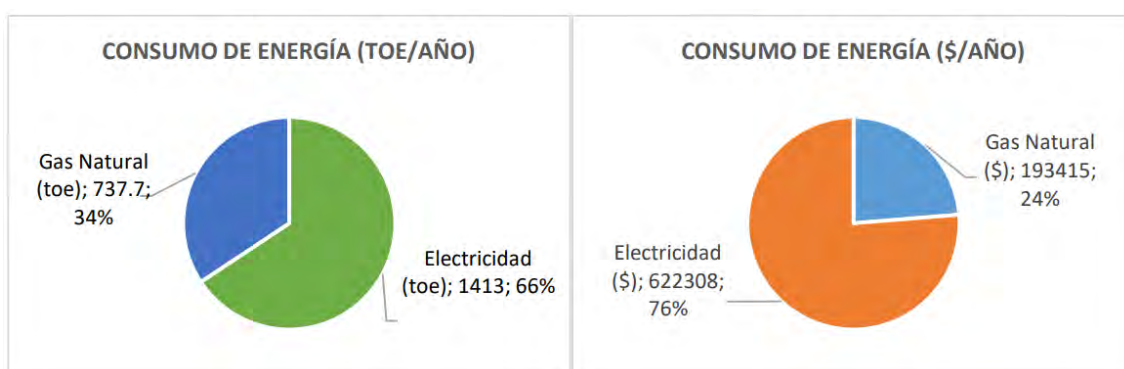


Figura 3. Consumo y costos de energía en un hospital peruano (MINEM, 2023)

De igual modo, en la Guía N° 13: Elaboración de Proyectos de Guías de Orientación Del Uso Eficiente de la Energía y de Diagnósticos Energético - Hospitales (MINEM, 2014), en base a estudios realizados en el año 2008, estableció el consumo eléctrico de los equipos identificados en un hospital. La Figura 4 presenta que los equipos de aire acondicionado consumen el 12% de la electricidad en un establecimiento de salud.

Para reducir este consumo significativo de energía, se han desarrollado equipos y sistemas HVAC eficientes. Estas tecnologías reducen el consumo de energía de los edificios aumentando la eficiencia energética del sistema o reciclando el calor residual de los edificios. Liu *et al.* (2019) menciona que entre estas tecnologías se tiene a los sistemas pasivos de recuperación de calor residual, sistemas activos de recuperación de calor residual e intercambiadores de calor tierra-aire para manejar el aire fresco. De igual forma, Wang (2017) describe que existe muchas técnicas de recuperación de calor que se

pueden utilizar en aplicaciones de HVAC, como ejemplo se tiene a los tubos de calor, serpentines de giro, termosifones, intercambiadores de calor de placas, ruedas térmicas, intercambiadores de energía de membrana, etc.

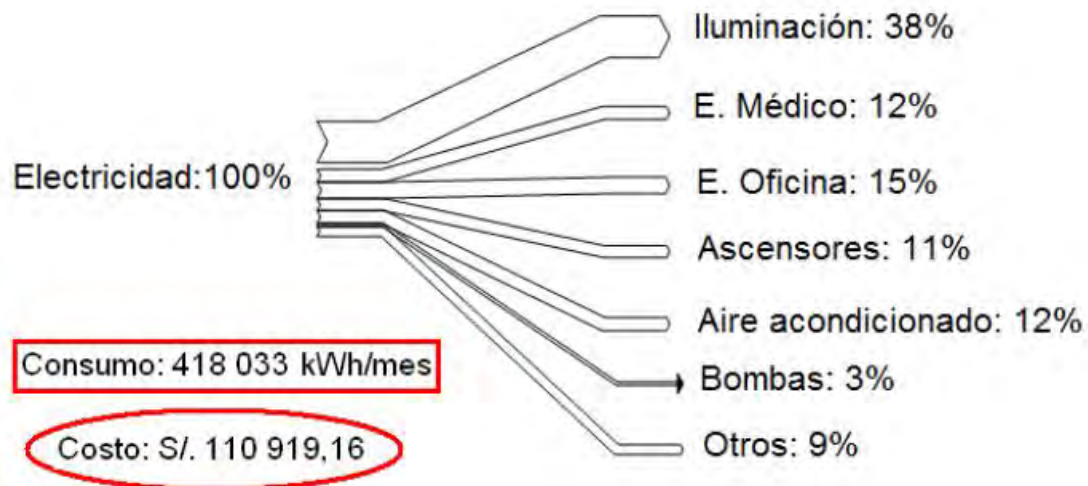


Figura 4. Consumo eléctrico por parte de equipos identificados en un hospital (MINEM, 2014).

Los sistemas de recuperación de calor circular o sistemas de recuperación de calor con fluido recirculante, constan de dos intercambiadores de calor individuales y un líquido de acoplamiento, como se muestra en la Figura 5. El líquido se bombea en un circuito cerrado entre los intercambiadores de calor, con el calor transferido de una corriente de aire y liberado a la otra.

A diferencia de otros dispositivos de recuperación de calor, el sistema de recuperación de calor circular no requiere que los conductos de entrada y salida de aire estén situados uno al lado del otro. Esto da al sistema de recuperación de calor circular una ventaja sobre otros sistemas disponibles cuando la contaminación cruzada es una preocupación. (Mardiana-Idayu & Riffat, 2012)

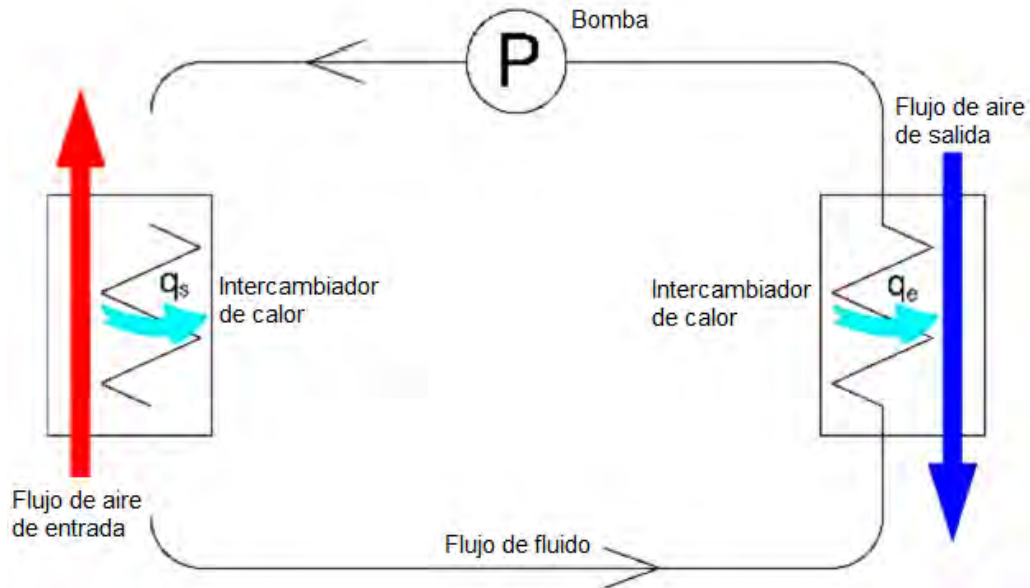


Figura 5. Esquema de un sistema de recuperación de calor circular (Zender-Swiercz, 2021).

Formulación del problema

Los hospitales son edificaciones que consumen demasiada energía. Según Pastor (2012) el consumo global de energía de un hospital es 2,7 veces superior al de un edificio comercial. Esta realidad no es ajena a un instituto oncológico de nivel II-E ubicado en el distrito de Concepción, región Junín, en la sierra peruana a 3283 m.s.n.m. El establecimiento cuenta con un área construida de 19 358.15 m² y una capacidad operativa de 119 camas, además de diversas Unidades Prestadoras de Servicios de Salud (UPSS), entre las que destacan Centro Quirúrgico, Radioterapia, Diagnóstico por Imágenes, Quimioterapia, Hospitalización, Banco de Sangre, etc. Cada una de estas UPSS requiere un sistema de climatización especializado para cumplir las condiciones establecidas en las normas técnicas de salud, que generalmente exigen temperaturas entre 18 °C y 25 °C y humedad relativa entre 40 % y 60 %. Para satisfacer dichos requerimientos, el establecimiento cuenta con 27 unidades manejadoras de aire (UMAs), con una capacidad térmica total instalada de 770 kW. Estas unidades operan con flujo

horizontal e incorporan etapas de prefiltrado, serpentines de enfriamiento y calefacción alimentados por agua helada proveniente de un sistema chiller y agua caliente generada localmente, ventiladores de impulsión y filtración final de alta eficiencia (bolsa y/o HEPA), permitiendo el control de temperatura, humedad y calidad del aire suministrado a las áreas hospitalarias. Todas las UMAs se encuentran instaladas en el ático del hospital, un espacio totalmente techado que modifica las condiciones del aire exterior. Esta configuración genera un microclima donde la temperatura tiende a incrementarse y la humedad relativa a disminuir respecto a las condiciones climáticas naturales de la localidad.

Si bien el clima local presenta una temperatura media anual de 12.4 °C y una humedad relativa promedio de 55% (Raymundo, 2024), el aire exterior que ingresa al ático techado y se convierte en aire del ático experimenta un aumento de temperatura y una reducción de humedad antes de llegar a las UMAs. Esta alteración incrementa la diferencia de entalpía entre el aire del ático y el aire interior, entendido como el aire acondicionado que las UMAs deben suministrar a los ambientes hospitalarios. En consecuencia, las UMAs presentan un mayor requerimiento energético para el acondicionamiento del aire con el fin de alcanzar las condiciones establecidas en las normas técnicas de salud, generando un consumo significativo de energía.

Una forma de reducir este consumo significativo de energía por parte de los sistemas de climatización en los hospitales, es utilizando el sistema de recuperación de calor circular o sistema de recuperación de calor con fluido recirculante, pues este permite ser instalado en ductos que no se encuentran adyacentes, asimismo se evita la contaminación cruzada, lo cual es primordial en un centro sanitario.

Si bien este sistema de recuperación es idóneo utilizarlo en centros hospitalarios, laboratorios biológicos y químicos, debido a que la transferencia de energía se realiza sin contacto directo entre las corrientes de aire de extracción y suministro, minimizando el riesgo de contaminación cruzada. No obstante, la literatura técnica reporta una limitada cantidad de investigaciones específicas sobre esta tecnología. En este sentido, Xu *et al.* (2019), a partir de la revisión sistemática de 100 publicaciones científicas relacionadas con sistemas de recuperación de energía en ventilación, identificaron que solo el 3% correspondía a configuraciones de recuperación de calor de tipo circular (*run-around*). Asimismo, dichos autores reportan valores de efectividad térmica en el rango de 45% a 65% bajo condiciones operativas nominales, evidenciando un desempeño moderado en comparación con intercambiadores de contacto directo.

Debido a la limitada disponibilidad de estudios sobre la aplicación de sistemas de recuperación de calor circular en establecimientos de salud, el presente trabajo se orienta a evaluar el desempeño termoenergético de dicho sistema aplicado en las UMAs de un hospital ubicado en el distrito de Concepción, región Junín. De este modo se proporciona una investigación que contribuye al conocimiento general del tema y pueda ser utilizado en futuros proyectos o en la implementación en los sistemas de climatización hospitalarios existentes.

Objetivos

Objetivo General:

- Evaluar el desempeño termoenergético de las unidades manejadoras de aire (UMAs) de un hospital ubicado en el distrito de Concepción, Junín, mediante la aplicación de un sistema de recuperación de calor circular.

Objetivos específicos:

- Revisar el estado del arte del sistema de recuperación de calor circular.
- Desarrollar el modelo termodinámico, en base a las ecuaciones fundamentales de balance de masa y energía.
- Simular el comportamiento de las UMAs hospitalarias con y sin aplicación del sistema de recuperación de calor circular.
- Comparar el desempeño termoenergético entre ambos escenarios mediante análisis de energía sensible, energía latente, energía total y porcentaje de ahorro.
- Analizar la efectividad del recuperador mediante la relación ε -NTU.
- Realizar la discusión y análisis integral de los resultados.

Justificación

Los sistemas de climatización son importantes en cualquier centro hospitalario, pues permite eliminar los excesos de humedad y regular la temperatura interior, sin embargo, esto demanda un alto consumo energético. En el contexto peruano, la Guía N°13 del Ministerio de Energía y Minas (2014) indica que la climatización constituye uno de los principales rubros de demanda eléctrica, solo superado por la iluminación, lo que evidencia la necesidad de mejorar su desempeño energético.

Este desafío se acentúa en establecimientos ubicados en la sierra peruana, como el hospital oncológico situado en el distrito de Concepción, región Junín, donde las diferencias de entalpía incrementan el requerimiento térmico para alcanzar las condiciones ambientales establecidas por las normas técnicas de salud. En este hospital, las 27 UMAs operan en un ático techado donde el aire exterior se convierte en aire del ático, experimentando un aumento de temperatura y una reducción de humedad antes de ser captado por los equipos. Este microclima más cálido y seco eleva la demanda

energética necesaria para acondicionar el aire del ático y producir el aire interior que debe suministrarse a los ambientes hospitalarios.

Ante ello, los sistemas de recuperación de calor se han consolidado como estrategias efectivas para reducir la carga termoenergética asociada al acondicionamiento del aire. En particular, el sistema de recuperación de calor circular destaca por su capacidad de evitar la contaminación cruzada entre las corrientes de aire, al utilizar un fluido intermedio que impide el contacto directo entre el aire de extracción y de suministro (Mardiana-Idayu & Riffat, 2012). Este atributo lo hace idóneo para aplicaciones hospitalarias, a diferencia de otros sistemas como ruedas térmicas o intercambiadores de flujo cruzado, donde existe mayor riesgo de transferencia indeseada de partículas o patógenos.

Sin embargo, la evidencia científica sobre sistemas de recuperación de calor circular en aplicaciones hospitalarias es limitada. Xu et al. (2019) reportan que solo el 3% de los estudios revisados abordan este tipo de sistema. Aunque existen investigaciones posteriores, estas se han concentrado principalmente en tecnologías más difundidas, como ruedas entálpicas e intercambiadores de placas, y en aplicaciones no hospitalarias. Asimismo, las restricciones sanitarias y operativas propias de los hospitales, junto con escasa investigación en climas frío secos, han limitado el desarrollo de estudios experimentales con sistemas de recuperación de calor circular. En este contexto la presente investigación se justifica al evaluar el desempeño termoenergético del sistema de recuperación de calor circular aplicado a UMAs hospitalarias, generando evidencia útil para su aplicación en la climatización en infraestructura de salud.

Metodología

La metodología que se siguió para alcanzar los objetivos propuestos, se detalla a continuación:

- **Revisión bibliográfica:** La revisión bibliográfica fue continua durante el proyecto de investigación. Se revisó los conceptos teóricos de transferencia de masa y energía, así como la Norma Técnica de Salud peruana NTS N°110, aplicable a establecimientos de salud. Asimismo, se profundizó en los conceptos de HVAC realizados por ASHRAE y las bases teóricas de los sistemas de recuperación de calor.
- **Desarrollo de modelo numérico:** El modelo numérico se basa en las ecuaciones de transferencia de masa y energía que gobiernan los sistemas de recuperación de calor circular, tomadas del modelo propuesto por Vali (2009). Dicho modelo será implementado en el software MATLAB para la resolución numérica y el análisis del desempeño termoenergético del sistema, considerando las condiciones reales de operación del hospital objeto de estudio y de sus unidades manejadoras de aire.
- **Toma de parámetros:** Los parámetros a tomar como datos serán los siguientes: temperatura y humedad relativa del aire del ático, tomados de hora en hora desde las 7:00 hasta las 17:00 h, entre los meses de diciembre del 2024 a julio del 2025.
- **Validación:** La validación del modelo numérico se realizó mediante la comparación de los resultados obtenidos de la simulación con los cálculos analíticos basados en balances de masa y energía, aplicados a una unidad manejadora de aire del hospital. Adicionalmente, el proceso de validación se realizó conforme a los criterios establecidos en la guía ASHRAE 14-2014, la cual define los límites máximos aceptables de precisión e incertidumbre para modelos de simulación energética, garantizando la confiabilidad y consistencia de los resultados obtenidos.

- Simulación: El modelo fue aplicado a las condiciones reales del hospital en estudio, evaluando dos escenarios comparativos: con y sin la implementación del sistema de recuperación de calor circular. Para cada escenario se realizaron simulaciones considerando las temperaturas mínima y máxima de operación, y en ambos casos se analizó el desempeño termoenergético para valores de humedad relativa mínima, media y máxima, definidos según la Norma Técnica de Salud peruana NTS N°110.
- Evaluación del desempeño termoenergético: Se calculó la energía sensible y latente, energía total consumida, porcentaje de ahorro, y se evaluó la efectividad del recuperador mediante NTU y ϵ .
- Análisis comparativo: Se comparó los resultados entre ambos escenarios para evaluar el desempeño termoenergético del sistema de recuperación de calor circular.
- Discusión de resultados: Los resultados se contrastaron con los estudios y antecedentes reportados en la literatura.

CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1 ANTECEDENTES

Li *et al.* (2022), propusieron un nuevo modelo de evaluación termoeconómica para la modernización energética del sistema de ventilación basado en el sistema de recuperación de calor circular, para luego, estudiar numéricamente los rendimientos térmicos y económicos del ciclo de vida del proyecto. A partir del modelo propuesto, analizaron algunas cuestiones claves para el ahorro de energía. En este estudio, utilizaron el intercambiador de tubos con aletas para este sistema de recuperación de calor, por el cual circula una solución de glicol. Para la resolución y el análisis del modelo propuesto utilizaron MATLAB. Para la validación del modelo propuesto, instalaron el sistema de recuperación de calor en un laboratorio de vacunas veterinarias ubicado en la ciudad de Hohhot, situada al norte de China; esta ciudad presenta un clima frío. Los requisitos del ambiente son que la temperatura interior y la humedad relativa deben establecerse en 20°C y 40% respectivamente.

A partir de la validación experimental, los autores reportaron que el sistema de recuperación circular permitió incrementar la temperatura del aire entre 7,7 °C y 19,2 °C, alcanzando una efectividad térmica promedio de 59,6%. Durante el periodo de evaluación, la energía térmica recuperada diaria osciló entre 1,6 y 3,6 GJ, con una incertidumbre del 4,5% y una desviación entre -5 y 7% entre los valores simulados y medidos, lo que evidenció una adecuada precisión del modelo desarrollado.

Los resultados que obtuvieron se muestra en la Figura 6. (a) muestra las estadísticas de la temperatura exterior mensual en Hohhot, asimismo el sistema de recuperación de calor empezaba a funcionar cuando la temperatura ambiente era inferior a 16° C, por lo que el sistema funcionó durante 6107 h al año, lo que representa el 69,7% del total de

horas de funcionamiento al año. (b) muestra la recuperación de calor mensual y la correspondiente efectividad de recuperación del sistema de recuperación de calor circular, en donde se evidencia una alta efectividad en las estaciones frías, frente a las estaciones cálidas.

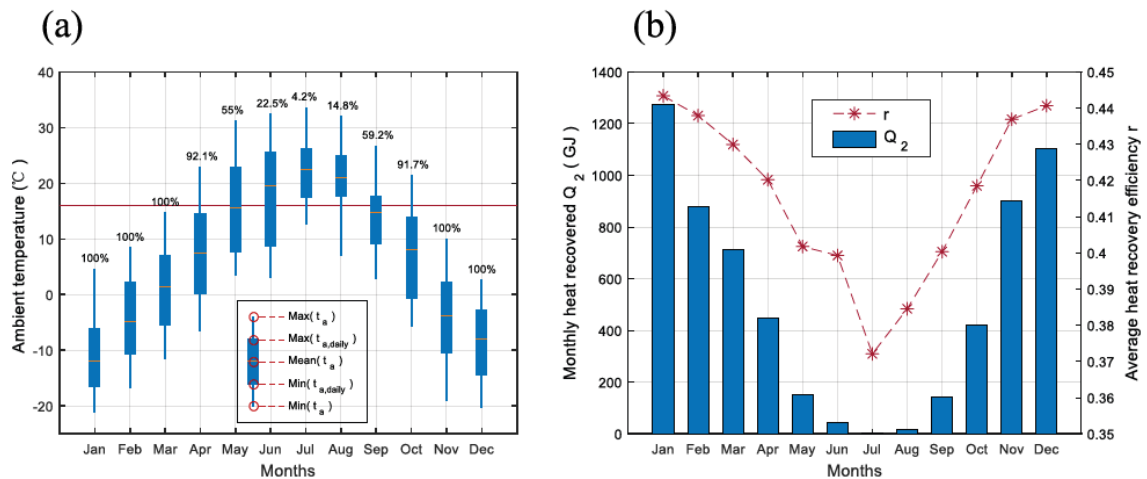


Figura 6. (a) Temperatura ambiente y porcentaje de funcionamiento del sistema de recuperación calor circular durante un año. (b) Calor recuperado mensual y efectividad térmica (Li et al., 2022).

Rey-Martínez *et al.* (2021) estudiaron una unidad de tratamiento de aire (AHU), la cual proporciona calefacción, ventilación y aire acondicionado a un quirófano del Hospital Clínico Universitario de la Universidad de Valladolid. El AHU está equipado con el sistema de recuperación de calor circular, el cual funciona cuando la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior supera los 5°C.

En este trabajo de investigación realizaron la medida de la temperatura del bulbo seco del aire y la humedad relativa de entrada y salida en los intercambiadores de calor del sistema de recuperación de calor circular, así como la temperatura del agua en ambos lados del sistema de recuperación de calor.

Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 7, en donde se observa que la efectividad del sistema de recuperación de calor circular tiende al 40%. Los autores señalan que los demás valores fuera de la tendencia, se debe a la apertura de puertas en el quirófano, lo cual produce una reducción en el caudal de aire de retorno ocasionando altas eficiencias en el sistema debido a que, el calor máximo recuperable desciende, mientras que el calor real recuperable en el instante se mantiene debido a la inercia térmica de los intercambiadores de calor.

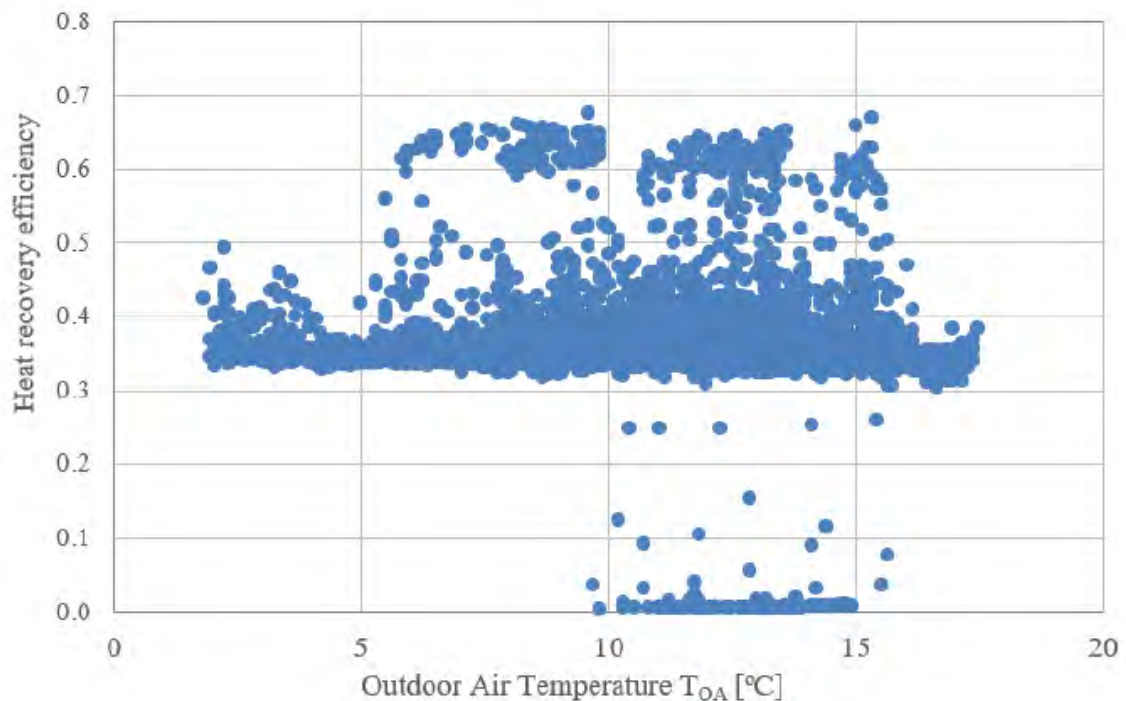


Figura 7. Efectividad del sistema de recuperación de calor circular en función a la temperatura del aire exterior (Rey-Martínez et al., 2021)

Así también, en la Figura 8, se puede observar como la energía recuperada disminuye considerablemente a medida que aumenta la temperatura de bulbo seco del aire exterior. El calor máximo recuperado supera los 5,5 kW a 2 °C en el exterior, pero disminuye hasta 0,5 kW cuando el aire exterior es más suave (18 °C).

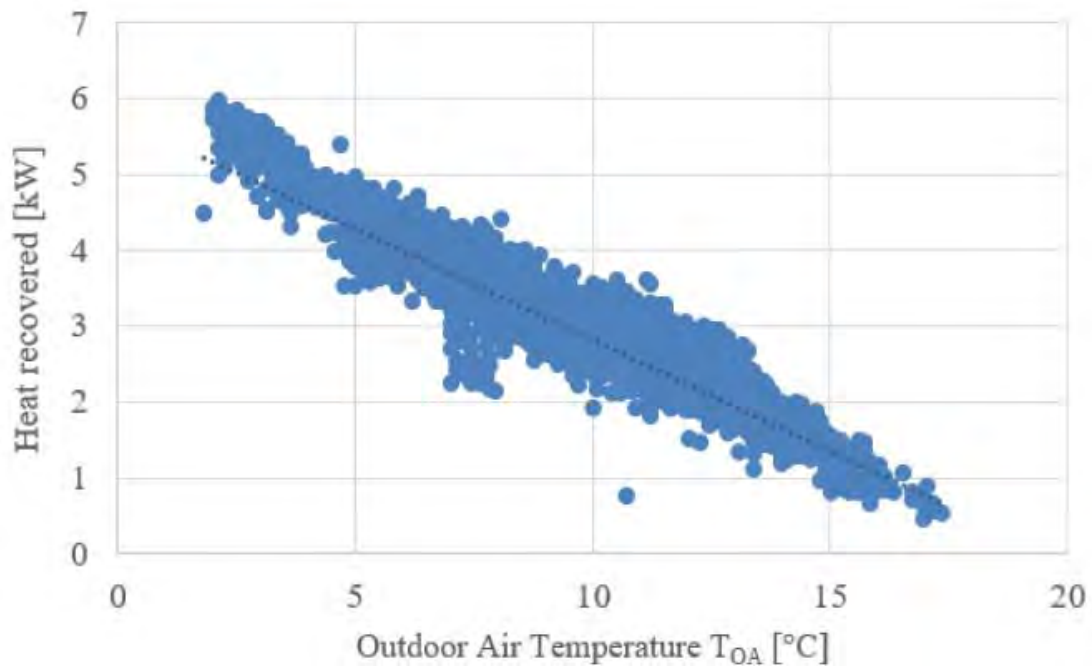


Figura 8. Calor recuperado frente a la temperatura del aire exterior (Rey-Martínez et al., 2021)

Los autores concluyen que, en los meses de invierno, entre noviembre a febrero, el sistema de recuperación de calor estudiado ahorraría un total de energía de 16 901.4 kWh y reduciría las emisiones en 5 801 kg de CO₂.

Rasouli *et al.* (2014), tuvieron como objetivo calcular el ahorro de energía, el análisis del costo del ciclo de vida y la evaluación del ciclo de vida de un sistema de recuperación de calor circular integrado con membrana en un hospital, durante un ciclo de vida de 15 años para cuatro climas diferentes. La metodología que utilizaron fue realizar la simulación energética mediante el software TRNSYS. El sistema de recuperación de calor lo simularon utilizando la red neural artificial desarrollada por (Akbari *et al.*, 2012). El rendimiento del sistema de recuperación de calor lo calcularon utilizando MATLAB.

Para este estudio eligieron un hospital de 3 plantas con una superficie total de 3 150 m². El edificio fue simulado en Saskatoon (clima frío), Chicago (clima frío – húmedo), Miami (clima cálido – húmedo) y Phoenix (clima cálido – seco). Tuvieron en cuenta lo establecido por ASHRAE, es decir, la temperatura interior debe encontrarse en 24 °C en verano y 22 °C en invierno, y la humedad relativa interior por debajo del 60%.

La Figura 9, muestra los resultados alcanzados por los autores, en donde el sistema de recuperación de calor ahorra el 58%, 66%, 90% y 83% de la energía de calefacción anual en Saskatoon, Chicago, Miami y Phoenix, respectivamente. Además, ahorra un 4%, 10%, 18% y 15% de la energía de refrigeración anual en Saskatoon, Chicago, Miami y Phoenix, respectivamente.

La efectividad del sistema de recuperación de calor varía según las condiciones exteriores, las condiciones interiores, el caudal de aire de ventilación (representado por NTU) y el caudal de solución salina (representado por Cr *). Esta efectividad se puede optimizar cambiando estos parámetros; sin embargo, el caudal de la solución salina es la única variable controlable.

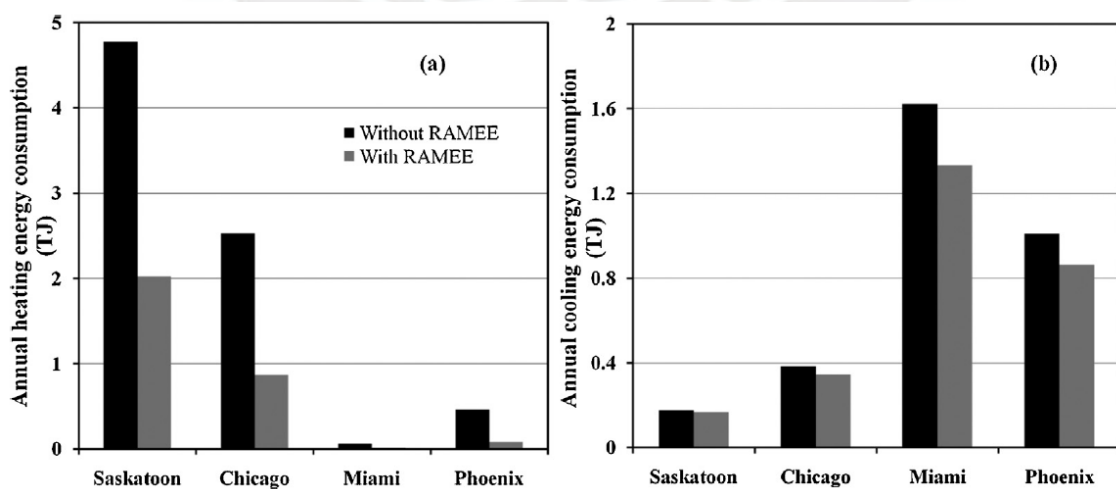


Figura 9. Consumo de energía anual por el sistema de recuperación de calor circular integrado con membrana para (a) calefacción y (b) refrigeración (Rasouli et al., 2014).

Hemingson *et al.* (2011), se plantearon como objetivo caracterizar el rendimiento en estado estable del sistema de recuperación de calor integrado con membrana para una variedad de condiciones de aire exterior utilizando simulaciones numéricas para condiciones de estado estable. Para ello utiliza el modelo numérico desarrollado por Vali (2009), para luego validarlo analíticamente para la transferencia de calor con el trabajo de Vali *et al.* (2009).

Las simulaciones se realizaron para la zona climática de Illinois, donde se presenta un rango de temperatura entre $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un rango de relación de humedad absoluta de 0 a 25 g/kg de aire seco, en incrementos de $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 1 g/kg. Las condiciones del aire interior se establecieron en $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una razón de humedad absoluta de 9,3 g/kg de aire seco. Se evaluaron tres escenarios, los cuales se detallan a continuación:

- Caso 1: el aire exterior es más cálido y más húmedo que el aire interior.
- Caso 2: la humedad del aire exterior es menor que el Caso 1.
- Caso 3: la temperatura del aire exterior es menor que el Caso 1.

La Tabla 1 presenta los valores de efectividad sensible, latente y total del sistema de recuperación de calor circular, bajo diferentes condiciones termo higrométricas del aire exterior. El análisis consideró como variables principales la temperatura del aire exterior y su contenido de humedad, expresado como peso específico, las cuales influyen directamente en el desempeño energético del sistema.

Tabla 1. Condición del aire exterior y efectividad del sistema de recuperación de calor circular integrado con membrana (Hemingson et al., 2011)

Case	Cr*	Outdoor condition		System effectiveness		
		T (°C)	W (g/kg)	Sensible (%)	Latent (%)	Total (%)
1	2.9	38	20	75.7	60.2	65.5
2	2.4	38	14	70.9	67.9	69.5
3	3.3	27	20	121.2	54.7	61.5

En el caso 1, el aire exterior presenta una temperatura elevada y un alto contenido de humedad. El sistema alcanza una efectividad sensible del 75,7%, una efectividad latente del 60,2% y una efectividad total del 65,5%, lo que refleja una capacidad significativa del sistema para recuperar tanto calor sensible como latente del flujo de aire de extracción.

En el caso 2, se mantiene temperatura exterior, pero con un menor contenido de humedad. En este escenario, la efectividad sensible es del 70,9%, mientras que la efectividad latente aumenta a 67,9%, alcanzándose una efectividad total del 69,5%. Estos valores evidencian que la reducción de la humedad del aire exterior favorece el desempeño global del sistema de recuperación de calor.

En el caso 3, el aire exterior presenta una temperatura inferior y un contenido de humedad elevado. En estas condiciones, la efectividad sensible alcanza un valor superior al 100%, asociado a un mayor gradiente térmico entre el aire interior y exterior. Sin embargo, la efectividad latente disminuye a 54,7%, resultando en una efectividad total del 61,5%, lo que indica que un alto contenido de humedad puede limitar el desempeño integral del sistema.

1.2 MARCO TEÓRICO

1.2.1 Unidades manejadoras de aire

La unidad manejadora de aire (UMA), también conocida como “*Air Handling Unit*” (AHU), es un equipo central del sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado, cuya función principal es tratar, acondicionar y distribuir el aire hacia los ambientes interiores de una edificación, garantizando condiciones adecuadas de temperatura, humedad relativa, calidad de aire y confort térmico (ASHRAE, 2020).

La Figura 10 muestra dos configuraciones típicas de unidades manejadoras de aire, en ambos casos, el sistema integra los componentes básicos de tratamiento de aire, tales como filtros, serpentín de enfriamiento y ventilador de suministro de aire. En la configuración *draw-through*, el ventilador se ubica aguas abajo del serpentín de enfriamiento, generando una presión negativa en la sección de tratamiento. De este modo, el aire exterior y el aire de retorno, previamente mezclados y filtrados, son succionados a través del serpentín antes de ser impulsados hacia los ductos de suministro. Esta disposición favorece una distribución más uniforme de la velocidad del aire a través del serpentín, lo que puede mejorar la transferencia de calor y el control de la deshumidificación; sin embargo, incrementa el riesgo de infiltraciones de aire no tratado en caso de fugas en la carcasa. Por otro lado, en la configuración *blow-through*, el ventilador se sitúa aguas arriba del serpentín, impulsando el aire directamente hacia la sección de enfriamiento. En este caso, el serpentín opera bajo presión positiva, lo que reduce la posibilidad de ingreso de contaminantes externos, aunque puede generar distribuciones de flujo menos uniformes si no se cuenta con dispositivos de rectificación (ASHRAE, 2020).

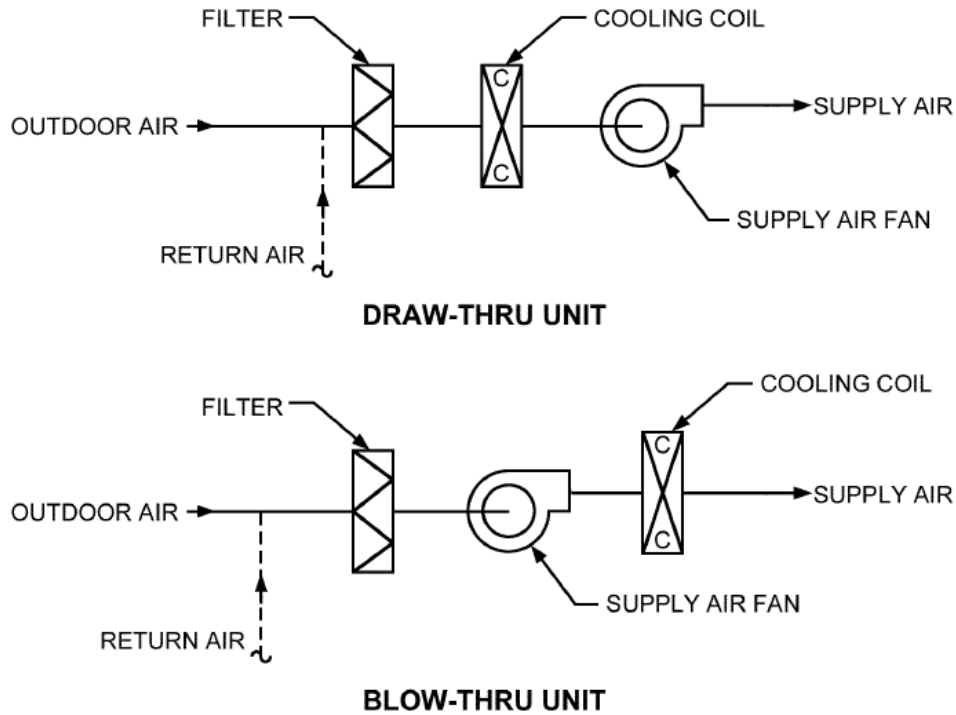


Figura 10. Configuraciones típicas de una UMA o AHU (ASHRAE, 2020).

Ambas configuraciones son ampliamente utilizadas en instalaciones hospitalarias, siendo su selección dependiente de criterios de eficiencia energética, control de humedad, hermeticidad del sistema y requerimiento de calidad de aire interior.

En edificaciones hospitalarias, las UMAs desempeñan un rol crítico, debido a que el control ambiental incide directamente en la seguridad del paciente, el personal de salud y los procesos clínicos, especialmente en áreas como hospitalización, salas de procedimientos, UCI y quirófanos. Por ello, estos equipos deben operar bajo parámetros estrictos de diseño y control, asegurando una adecuada renovación de aire, filtración y estabilidad térmica (McQuiston *et al.*, 2005).

1.2.2 Sistemas de recuperación de energía

La recuperación de energía es el proceso de recuperación de calor y/o humedad entre dos corrientes de aire a diferentes temperaturas y humedades. Este proceso es

importante para mantener una calidad del aire interior (IAQ) aceptable, al tiempo que se mantienen bajos los costos energéticos y se reduce el consumo total de energía y la emisión de dióxido de carbono. La energía puede recuperarse en su forma sensible (sólo temperatura) o latente (humedad), o una combinación de ambas a partir de múltiples fuentes. (ASHRAE, 2020)

Asimismo, el Estándar 170-2013 detalla el uso de los sistemas de recuperación de energía, los cuales deberán ubicarse hacia arriba del banco de filtros. Por otro lado, estos sistemas no deberán permitir que ninguna cantidad de contaminación cruzada del aire de escape ingrese nuevamente a la corriente de aire de suministro.

a) Intercambiadores de calor de placa fija

El intercambiador de calor de placas fijas es el más común en los sistemas de recuperación de calor. En un intercambiador de calor, algunas placas delgadas con superficies lisas u onduladas se apilan junto con algunos canales de flujo interno. Los intercambiadores de placas están disponibles en muchas configuraciones, materiales, tamaños y patrones de flujo. Cuando la superficie de contacto está formada por material metálico, como el cobre y el aluminio, normalmente sólo se recupera el sensible. La humedad y el calor se intercambian simultáneamente para recuperar la energía latente y sensible cuando se aplican materiales porosos como superficies de transferencia de calor. Los intercambiadores de placas normalmente sólo conducen calor sensible; sin embargo, los materiales permeables al vapor de agua, como el papel tratado y las membranas poliméricas microporosas, pueden utilizarse para transferir humedad, proporcionando así un intercambio de energía total (entalpía) (Wang, 2017). Los intercambiadores de calor de placas fijas para el sistema de recuperación de calor aire-aire se clasifican en flujo paralelo, contracorriente y flujo cruzado, que se muestran en la Figura 11.

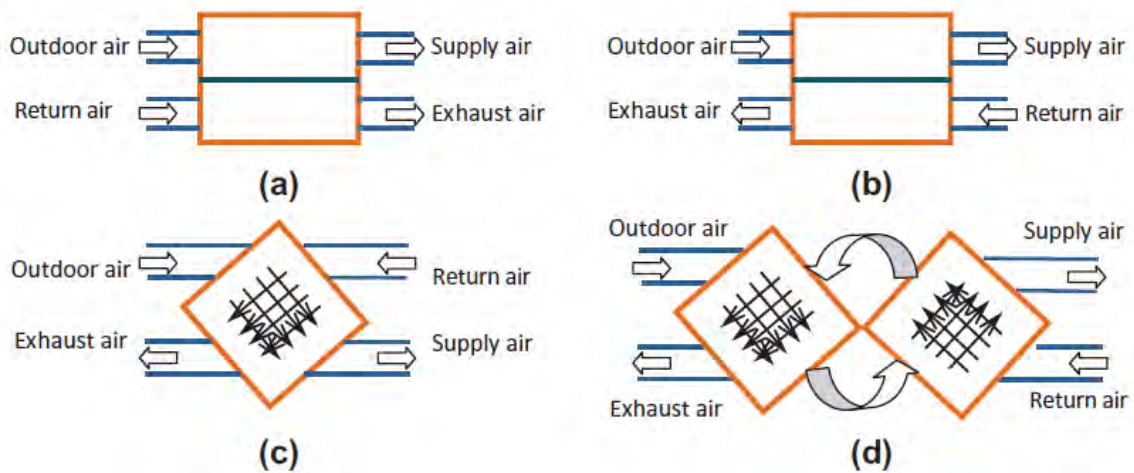


Figura 11. Tipos de Intercambiadores de calor de placa fija. (a) Intercambiador de calor de flujo paralelo; (b) Intercambiador de calor de contracorriente; (c) Intercambiador de calor de flujo cruzado; (d) Intercambiador de calor multipaso. (Wang, 2017).

b) Intercambiador de calor de rueda entálpica

Un intercambiador de energía rotativo aire-aire, o rueda entálpica rotativa, tiene un cilindro giratorio lleno de un medio permeable al aire con una gran superficie interna. Las corrientes de aire de alimentación y escape adyacentes fluyen a través de la mitad del intercambiador en un patrón de contracorriente (Figura 12). Dado que los intercambiadores rotativos tienen una configuración de contracorriente y normalmente utilizan conductos de flujo de pequeño diámetro, son bastante compactos y pueden alcanzar una elevada eficacia de transferencia (ASHRAE, 2020).

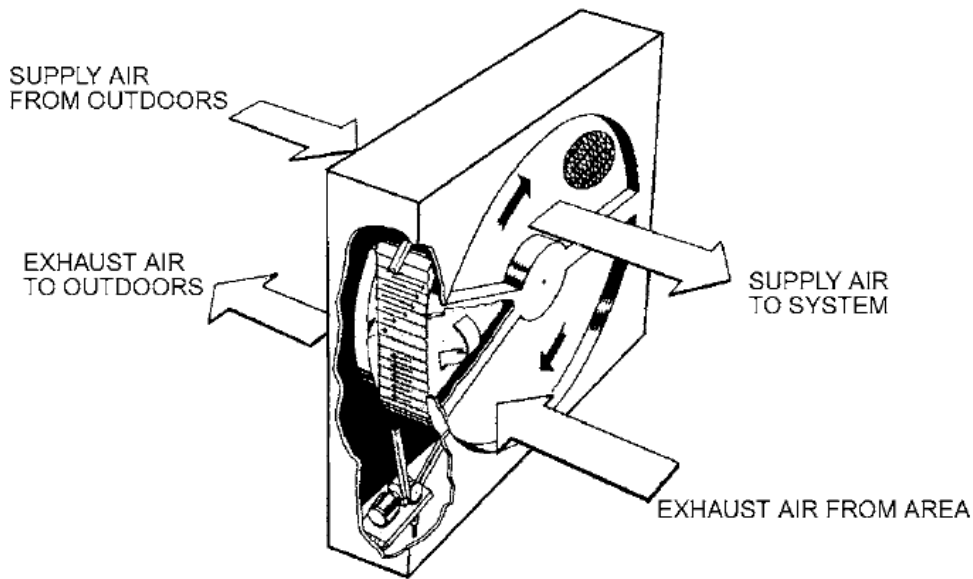


Figura 12. Intercambiador de calor de rueda entálpica (ASHRAE, 2020)

c) Intercambiador de energía de membrana

Como se muestra en la Figura 13, la estructura del intercambiador de energía de membrana (MEE) es similar a la del intercambiador de calor de placas planas, pero el MEE está constituido por una membrana semipermeable. La transferencia de calor y masa tiene lugar simultáneamente a través de una membrana semipermeable impulsada por la diferencia de calor y humedad entre las dos corrientes de aire. El MEE es un dispositivo potencial de recuperación de calor que recupera tanto el calor sensible como el latente de forma estática y continua, sin piezas móviles ni regeneración del desecante que interviene en el proceso de recuperación (Liu *et al.*, 2019).

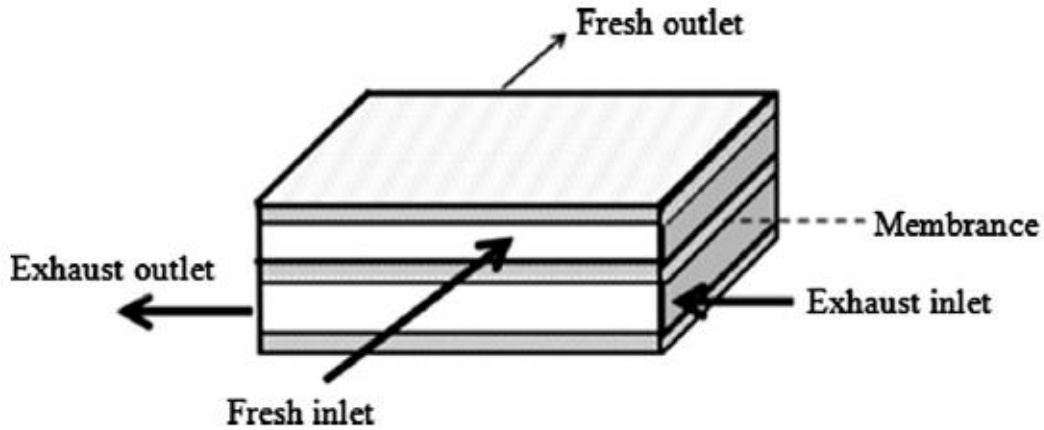


Figura 13. Intercambiador de energía de membrana (Liu et al., 2019).

d) Sistema de recuperación de calor circular

En los sistemas de recuperación de calor circular, conocidos en la literatura como *run-around heat recovery systems*, la transferencia térmica se realiza mediante un fluido intermedio que circula en un circuito hidráulico cerrado entre dos intercambiadores de calor ubicados en las corrientes de aire de extracción y suministros. Este fluido actúa como medio de acoplamiento energético, permitiendo transportar calor sensible y en determinadas configuraciones, calor latente; entre zonas físicamente separadas del sistema de ventilación, tal como se muestra en la Figura 14. El fluido de trabajo está compuesto comúnmente por soluciones acuosas de etilenglicol u otros aditivos anticongelantes, seleccionados por sus propiedades termo físicas y su estabilidad operativa. La circulación del fluido es impulsada mediante una bomba, la cual garantiza el transporte continuo de energía entre ambos serpentines. Debido a que las corrientes de aire no entran en contacto directo, esta configuración elimina la mezcla de flujos y reduce significativamente el riesgo de contaminación cruzada. Asimismo, a diferencia de intercambiadores de placas o rotativos, el sistema permite ubicar los serpentines a distancias considerables dentro de la instalación, lo que brinda mayor flexibilidad de diseño e integración en edificaciones existentes. Por esas características, este tipo de

recuperación resulta especialmente adecuado para aplicaciones hospitalarias y sanitarias, donde la calidad del aire interior constituye un requisito crítico (Wang, 2017).

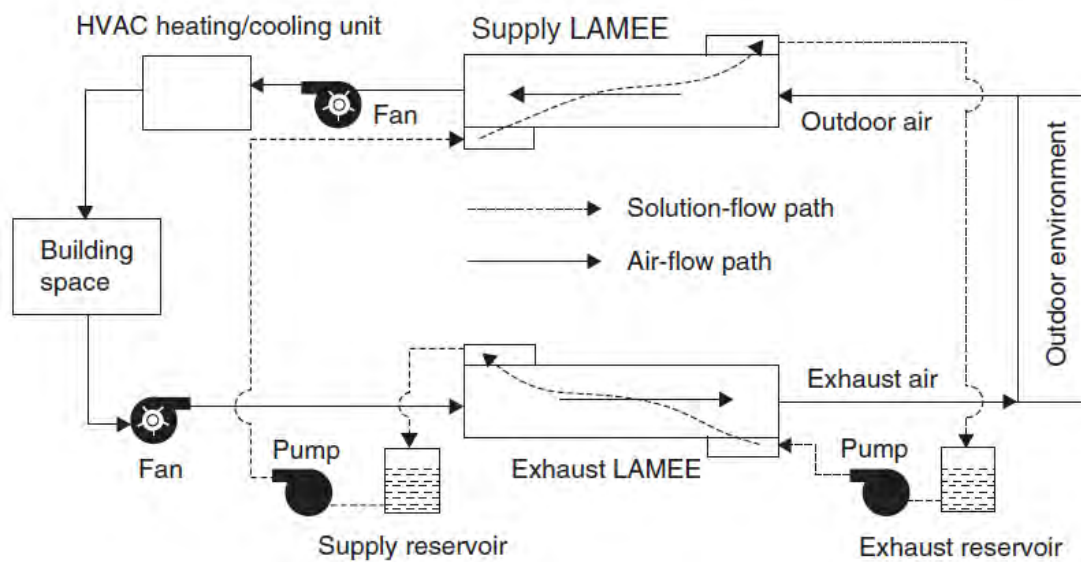


Figura 14. Esquema de un sistema de recuperación de calor circular (Wang, 2017).

1.2.3 Uso de las UMAs en hospitales

Los usos de las UMAs en los centros sanitarios prestan una amplia gama de servicios a las personas vulnerables a un elevado riesgo de peligro para la salud y la seguridad. Estas instalaciones, fuertemente reguladas y de alto riesgo, se someten a un mantenimiento, verificación, inspección y recertificación continuos; suelen funcionar 24 horas al día, 7 días a la semana; y están ocupadas por sus propietarios durante largos ciclos de vida.

En el Perú, la Dirección General de Infraestructura, Equipamiento y Mantenimiento (DGIEM) del Ministerio de Salud, publicaron tres normas técnicas en base a cada nivel de atención de los establecimientos de salud, en donde establecieron los criterios técnicos mínimos de diseño arquitectónico, diseño de instalaciones y dimensionamiento de la infraestructura física, las cuales se citan a continuación:

- N.T.S. N°113-MINSA/DGIEM-V.01 Norma Técnica de Salud “Infraestructura y equipamiento de los establecimientos de salud del primer nivel de atención”, aprobado mediante Resolución Ministerial N°045-2015-MINSA, de fecha 27 de enero de 2015.
- N.T.S. N°110-MINSA/DGIEM-V.01 Norma Técnica de Salud “Infraestructura y equipamiento de los establecimientos de salud del segundo nivel de atención”, aprobado mediante Resolución Ministerial N°660-2014-MINSA, de fecha 01 de setiembre de 2014.
- N.T.S. N°119-MINSA/DGIEM-V.01 Norma Técnica de Salud “Infraestructura y equipamiento de los establecimientos de salud del tercer nivel de atención”, aprobado mediante Resolución Ministerial N°862-2015-MINSA, de fecha 29 de diciembre de 2015.

En la Tabla 2 se muestra los parámetros mínimos detallados en la NTS N°110-MINSA/DGIEM-V.01.

Tabla 2. Parámetros de diseño bajo la NTS N°110-MINSA/DGIEM-V.01

Ambiente	Renovaciones por hora	Caudal mínimo (CFM)	Temperatura del ambiente (°C)	Humedad relativa (%)
Sala de Operaciones	15	850 a 1200	20 - 25	45 a más
Sala de Parto	15	800	24 - 25	45 - 60
Salas de Cuidados Intensivos e Intermedios	12	750	18 - 25	40 - 60

Anatomía patológica, Patología Clínica, Histología y Citología	12	750	18 - 25	40 - 60
Ambientes generales y de tratamiento	2 - 3	700	24	45 - 60
Servicios Higienicos	5 - 8	80	22	80 - 90
Cuartos de limpieza y sépticos	8 - 15	100	20	40 - 60
Otros ambientes	5 - 7	500	18 - 25	40 - 60



CAPÍTULO 2. MODELO NUMÉRICO

2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR EN ESTUDIO

El sistema evaluado en la presente investigación corresponde a una configuración de recuperación de calor circular (*run-around heat recovery systems*), basada en la circulación continua de un fluido intermedio a través de un circuito hidráulico cerrado que vincula las corrientes de aire de extracción y de suministro de la unidad manejadora de aire. Mediante este mecanismo, la transferencia de energía se efectúa de forma indirecta, evitando la mezcla física entre ambos flujos y disminuyendo la posibilidad de contaminación cruzada, condición especialmente relevante en instalaciones hospitalarias.

El arreglo implementado incorpora dos intercambiadores de energía de membrana, capaces de facilitar no solo el intercambio de calor sensible, sino también la transferencia de humedad entre el aire y el fluido de trabajo. Estos elementos se encuentran instalados, respectivamente, en los ductos de retorno y de impulsión, y se conectan entre sí mediante tuberías, una bomba de recirculación y accesorios hidráulicos que permiten mantener el movimiento continuo del fluido dentro del circuito cerrado.

Durante la operación, el fluido absorbe la energía térmica del aire de extracción en el primer intercambiador y posteriormente la transporta hacia el segundo, donde la cede al aire de suministro, contribuyendo al pre acondicionamiento del caudal impulsado al ambiente interior. Para tal fin, se emplea una mezcla de agua desionizada con etilenglicol al 30% en volumen, seleccionada por su comportamiento anticongelante y capacidad para reducir fenómenos de corrosión e incrustación en el circuito. La Figura 15 presenta el esquema funcional del sistema considerado para el análisis.

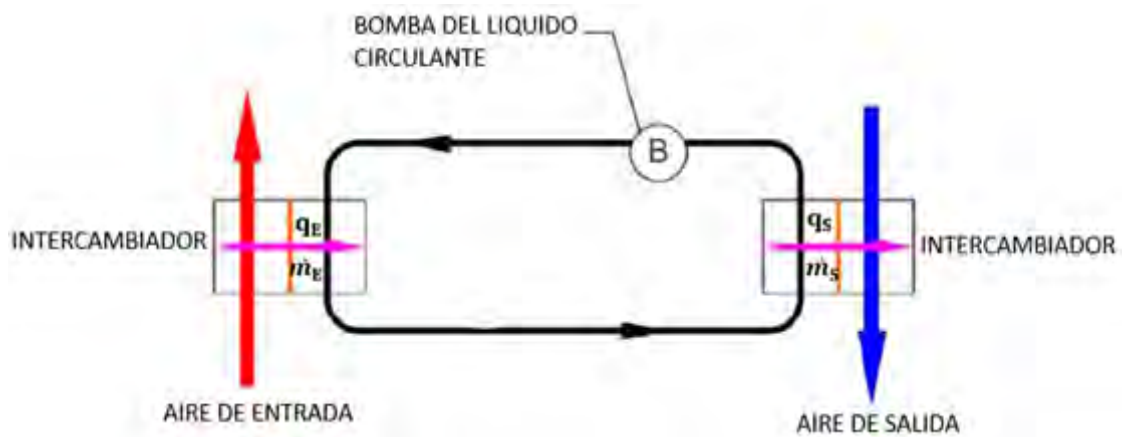


Figura 15. Esquema funcional del sistema de recuperación de calor circular en estudio.

Los intercambiadores de membrana empleados en el sistema presentan una disposición de flujo combinado, en la que coexisten configuraciones de flujo cruzado y contracorriente con el fin de incrementar el tiempo de contacto térmico y de masa entre los fluidos. Esta geometría favorece el intercambio simultáneo de calor sensible y humedad, manteniendo separadas ambas corrientes mediante una membrana semipermeable.

La Figura 16 ilustra el arreglo constructivo del intercambiador. El fluido de trabajo ingresa a través de un ducto ubicado en la parte inferior, cuya longitud efectiva x_i , es menor que la longitud total del módulo (x_0). Esta restricción geométrica impide que el flujo se distribuya de manera directa a lo largo de toda la sección inferior, forzando al líquido a recorrer el interior del intercambiador mediante un trayecto serpenteante, lo que incrementa la superficie efectiva de transferencia.

Por su parte, el aire circula de forma predominantemente rectilínea a través de los canales de módulo, en dirección transversal al flujo del líquido. Esta disposición reduce las pérdidas de carga en el lado del aire y promueve una distribución más uniforme de la velocidad, contribuyendo a mejorar el desempeño termoenergético global del intercambiador.

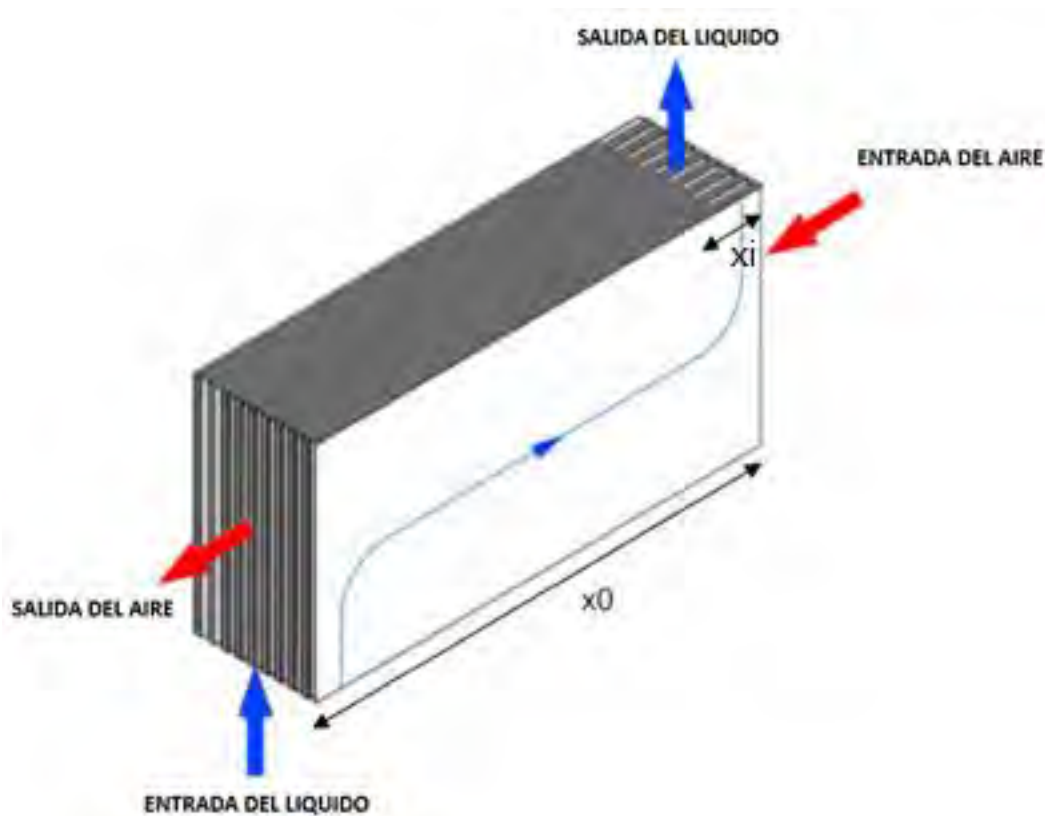


Figura 16. Esquema del intercambiador de membrana.

Asimismo, el intercambiador consta de varios módulos individuales e idénticos. En la Figura 17 se presenta el módulo unitario del intercambiador de membrana líquido-aire, definido en un sistema de coordenadas cartesianas, el cuál será empleado para el desarrollo del modelo matemático. Las dimensiones x_0 , y_0 representan la longitud y el ancho del módulo, respectivamente, mientras que la dirección “z” corresponde al apilamiento de los módulos unitarios para conformar el intercambiador completo. El flujo de la solución líquida ingresa al módulo a través del cabezal inferior, caracterizado por una dimensión x_i , y circula a lo largo del canal con un espesor d_{sol} , hasta su salida en el extremo opuesto. De manera simultánea, el flujo de aire ingresa de forma perpendicular y se desplaza a lo largo del canal de aire, cuyo espesor es d_{air} , hasta su respectiva salida. Ambos flujos se encuentran separados por una membrana semipermeable de material

porex, cuyo espesor se denota por δ , a través de la cual se produce la transferencia simultánea de calor sensible y latente.

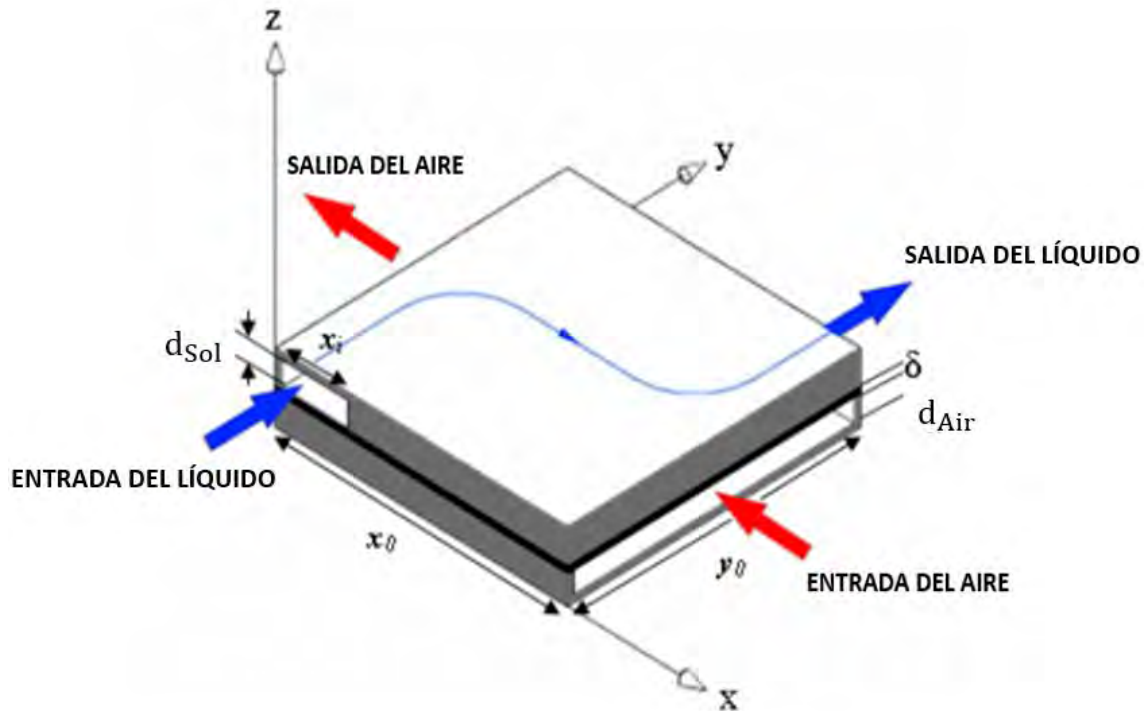


Figura 17. Módulo que integra al intercambiador de membrana.

2.2 SUPUESTOS

Para el desarrollo del modelo matemático se aplicaron los siguientes supuestos, expuestos en Vali (2009):

- Se supone que tanto el flujo de aire como el de la solución líquida son laminares y estacionarios. También se supone que la transferencia de calor y masa es constante.
- Los flujos de la solución líquida y aire son independientes de la transferencia de calor y humedad.

- c) La membrana semipermeable que separa los flujos de aire y la solución líquida en cada intercambiador de membrana permite la transmisión de vapor de agua, pero no de agua líquida.
- d) El transporte de calor y masa sólo se realiza en la dirección z . Se supone que la conducción axial de calor y difusión molecular del vapor de agua a través de la membrana y en las corrientes de fluido en la dirección paralela a las placas son despreciables en comparación con el transporte de calor y masa por advección en las corrientes de fluido y el transporte normal a la membrana.
- e) Se supone que la ganancia/pérdida de calor por el cambio de fase del agua se produce sólo en el lado de la solución líquida.
- f) Se supone que los canales de flujo del intercambiador son idénticos. En el modelo sólo se simulan un canal de aire y un canal de la solución líquida para cada intercambiador.
- g) Se supone que el aire y la solución líquida están bien mezclados y tienen propiedades uniformes en las entradas del intercambiador.
- h) Se supone que las tuberías de conexión están perfectamente aisladas y son impermeables, y la transferencia de calor y humedad se produce entre el aire y la solución líquida en el intercambiador de membrana.

2.3 ECUACIONES GOBERNANTES

2.3.1 Distribución de los flujos de aire y de la solución líquida

En cada intercambiador de membrana, la solución líquida y el aire fluyen a un número de Re bajo a través de los delgados ductos. Esto da lugar a un flujo plano bidimensional en el que las ecuaciones de Navier-Stokes pueden ser simplificadas a la

ecuación de Laplace de segundo orden. Por lo tanto, la ecuación gobernante para determinar el patrón de flujo es:

$$\nabla^2\psi = 0 \quad (2.1)$$

donde ψ es la función de corriente. Los componentes de la velocidad media pueden determinarse a partir de la función de corriente como se muestra a continuación.

En la dirección x:

$$u = \frac{\partial\psi}{\partial y} \quad (2.2)$$

y en la dirección y:

$$v = -\frac{\partial\psi}{\partial x} \quad (2.3)$$

El signo negativo en la expresión de la componente v se introduce por la convención del sistema de coordenadas empleado y permite satisfacer automáticamente la ecuación de continuidad para un flujo bidimensional, garantizando la conservación de la masa del fluido en el dominio analizado.

2.3.2 Transferencia de masa y calor en el intercambiador de membrana

Para desarrollar las ecuaciones que gobiernan la transferencia de masa y calor, los módulos del intercambiador de membrana se dividen en volúmenes de control, tal como se representa en la Figura 18, donde d_{sol} y d_{Air} , corresponden a los espesores definidos previamente en la Figura 17, y dx y dy representan las dimensiones diferenciales del volumen de control en las direcciones longitudinal y transversal al fluido, respectivamente.

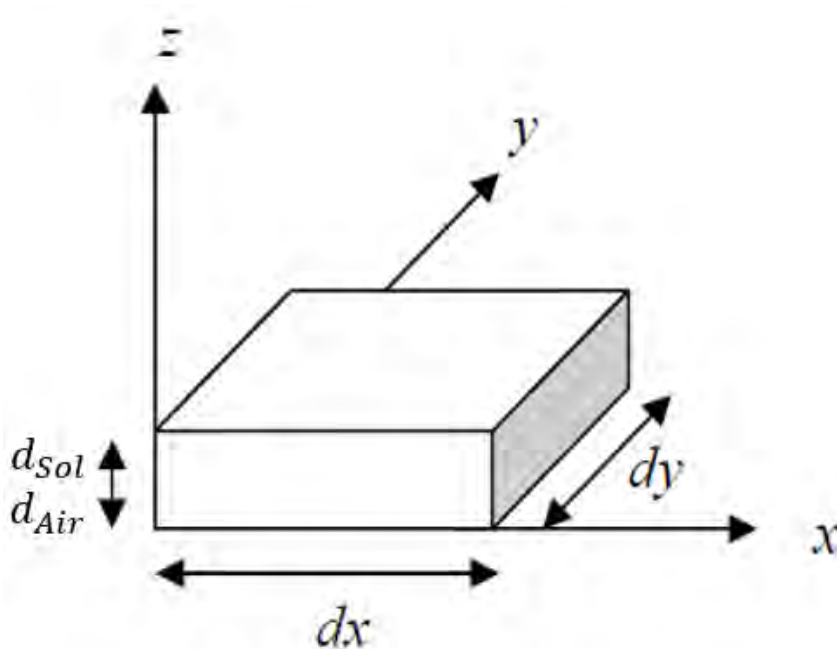


Figura 18. Volumen de control en el intercambiador de membrana.

a) Transferencia de masa en el lado aire

Para desarrollar la ecuación de transferencia de masa en el lado aire, se utiliza un par de suposiciones en el desarrollo de las ecuaciones, tales como las condiciones de estado estacionario y la ausencia de difusión de masa en las direcciones “x” e “y”.

En la Figura 19 se representa el volumen de control considerado para el análisis de la transferencia de masa en el lado aire del módulo. En dicha figura, W_{Air} es la tasa de humedad del aire; W_{Sol} es la razón de humedad del aire en equilibrio con la solución salina; ρ_{Air} es la densidad del aire, U_m representa coeficiente global de transferencia de masa. Los términos mostrados en el plano del flujo, el vapor de agua se transporta por convección junto con el aire, mientras que en la dirección normal a la membrana se transfiere por difusión impulsada por el gradiente de razón de humedad entre el aire y la solución líquida.

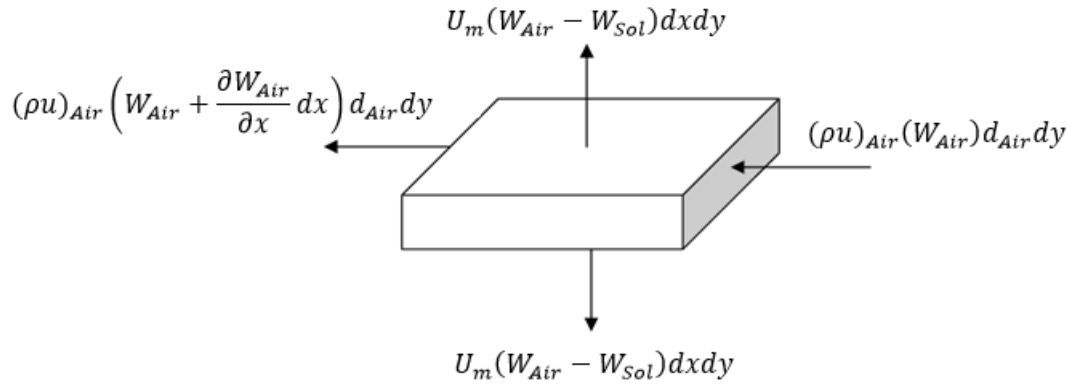


Figura 19. Transferencia de masa en volumen de control infinitesimal para el flujo de aire.

Por lo tanto, en base al principio de conservación de masa, los caudales másicos de ingreso y salida de vapor de agua deben estar equilibrados:

$$(\rho u)_{Air} (W_{Air}) d_{Air} dy = 2U_m (W_{Air} - W_{Sol}) dx dy + (\rho u)_{Air} \left(W_{Air} + \frac{\partial W_{Air}}{\partial x} dx \right) d_{Air} dy \quad (2.4)$$

Simplificando se tiene:

$$2U_m (W_{Air} - W_{Sol}) = -(\rho d)_{Air} \left(u_{Air} \frac{\partial W_{Air}}{\partial x} \right) \quad (2.5)$$

El caudal másico de aire es:

$$\dot{m}_{Air} = \rho_{Air} u_{Air} d_{Air} y_o \quad (2.6)$$

Sustituyendo en la ecuación (2.5), se tiene:

$$\frac{2U_m y_o}{\dot{m}_{Air}} (W_{Air} - W_{Sol}) = -\frac{\partial W_{Air}}{\partial x} \quad (2.7)$$

donde W_{Air} viene a ser dada por la relación entre la masa de vapor de agua en el aire y la masa de aire seco y se encuentra en función de la humedad relativa (φ_{Air}) y la temperatura del aire (T_{Air}):

$$W_{Air} = \frac{\text{masa } H_2O}{\text{masa Aire}} = f(\varphi_{Air}, T_{Air}) \quad (2.8)$$

W_{Sol} se encuentra en función de la temperatura de la solución (T_{Sol}) y la fracción másica de agua en la solución (X_{Sol}):

$$W_{Sol} = f(X_{Sol}, T_{Sol}) \quad (2.9)$$

donde X_{Sol} es igual a:

$$X_{Sol} = \frac{\text{masa } H_2O}{\text{masa Sol}} \quad (2.10)$$

Por otro lado, U_m es igual a:

$$U_m = \left[\frac{1}{h_{m,Air}} + \frac{\delta}{k_m} \right]^{-1} \quad (2.11)$$

donde $h_{m,Air}$ es el coeficiente de transferencia de masa convectiva de la corriente de aire, δ es el espesor de la membrana y k_m es la permeabilidad de la membrana.

b) Transferencia de masa en el lado de la solución líquida

En la Figura 20 se muestra un volumen de control infinitesimal considerado para el análisis de la transferencia de masa en el lado de la solución líquida. En dicha figura, X_{Sol} corresponde a la fracción másica de agua en la solución líquida; ρ_{Sol} es la densidad de la solución; u_{Sol} y v_{Sol} representan las componentes de la velocidad media de la solución en las direcciones “x” y “y”, respectivamente. Los flujos mostrados en las caras laterales del volumen de control representan el transporte convectivo de agua dentro de la solución en las direcciones “x” y “y”, mientras que los términos normales a la membrana, expresados mediante $U_m(W_{Air} - W_{Sol})$, representan el flujo de masa de vapor de agua transferido a través de la membrana desde el aire hacia la solución.

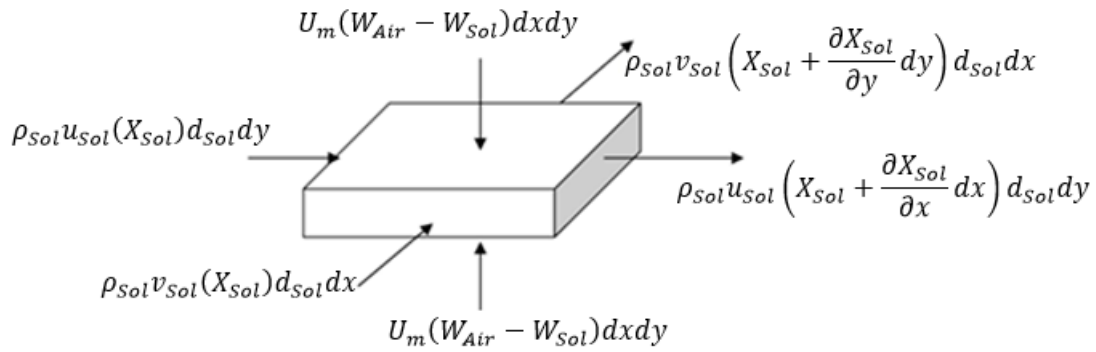


Figura 20. Transferencia de masa en volumen de control infinitesimal para el flujo de la solución líquida.

Por lo tanto, en base al principio de conservación de masa, los caudales máxicos de ingreso y salida de vapor de agua deben estar equilibrados:

$$\rho_{sol} v_{sol} (X_{sol}) d_{sol} dx + \rho_{sol} u_{sol} (X_{sol}) d_{sol} dy + 2U_m (W_{Air} - W_{sol}) dx dy = \rho_{sol} v_{sol} \left(X_{sol} + \frac{\partial X_{sol}}{\partial y} dy \right) d_{sol} dx + \rho_{sol} u_{sol} \left(X_{sol} + \frac{\partial X_{sol}}{\partial x} dx \right) d_{sol} dy \quad (2.12)$$

Simplificando se tiene:

$$2U_m (W_{Air} - W_{sol}) = \rho_{sol} d_{sol} \left(u_{sol} \frac{\partial X_{sol}}{\partial x} + v_{sol} \frac{\partial X_{sol}}{\partial y} \right) \quad (2.13)$$

c) Transferencia de calor en el lado aire

En la Figura 21 se muestra un volumen de control infinitesimal en el lado aire, en este volumen de control se realizó un balance de energía en régimen estacionario, considerando el transporte convectivo de energía térmica del aire y el intercambio de calor sensible con la solución líquida a través de la membrana. En dicha figura, $c_{p,Air}$ es el calor específico del aire a presión constante; T_{Air} y T_{Sol} representan la temperatura del aire y de la solución líquida, respectivamente. Los términos asociados a las caras laterales del volumen de control representan el transporte convectivo de energía debido al

movimiento del aire, mientras que los términos normales a la membrana representan el flujo de calor transferido entre el aire y la solución, modelado mediante un coeficiente global de transferencia de calor U .

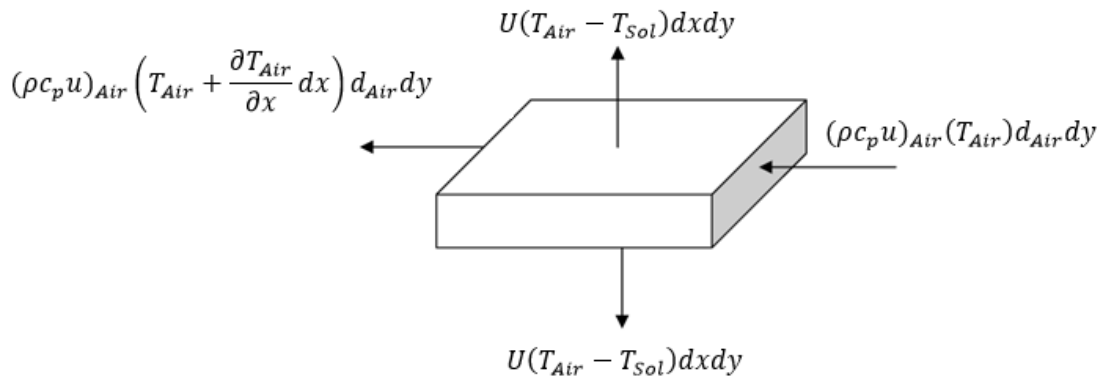


Figura 21. Transferencia de calor en volumen de control infinitesimal para el flujo de aire.

La ecuación de conservación de la energía establece que la energía térmica que ingresa por convección debe ser igual a la energía que sale por el mismo mecanismo más el calor transferido a través de la membrana, es así que se obtiene lo siguiente:

$$(\rho c_p u)_{Air} (T_{Air}) d_{Air} dy = (\rho c_p u)_{Air} \left(T_{Air} + \frac{\partial T_{Air}}{\partial x} dx \right) d_{Air} dy + 2U(T_{Air} - T_{Sol}) dx dy \quad (2.14)$$

Simplificando se tiene:

$$U(T_{Air} - T_{Sol}) = -(\rho c_p d)_{Air} \left(u_{Air} \frac{\partial T_{Air}}{\partial x} \right) \quad (2.15)$$

La tasa de capacidad calorífica del aire (C_{Air}) es:

$$C_{Air} = \dot{m}_{Air} c_{p,Air} \quad (2.16)$$

Usando la tasa de capacidad calorífica y reemplazando en la ecuación (2.15):

$$\frac{2Uy_0}{c_{Air}}(T_{Air} - T_{Sol}) = -\frac{\partial T_{Air}}{\partial x} \quad (2.17)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor y viene dado por:

$$U = \left[\frac{1}{h_{Sol}} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_{Air}} \right]^{-1} \quad (2.18)$$

Donde h_{Sol} y h_{Air} son los coeficientes de transferencia de calor por convección del flujo de la solución líquida y el flujo del aire, respectivamente; k es la conductividad térmica de la membrana.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por convección (h_{Sol} , h_{Air}), teniendo en cuenta el primer supuesto que tanto el flujo de aire como el de la solución líquida son laminares y se encuentran completamente desarrollados entre placas paralelas con la condición de que la transferencia de calor es constante, el coeficiente de transferencia de calor convectivo (Nu_D) viene dado por la siguiente ecuación (Incropera *et al.*, 2006) :

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k_f} = 8,23 \quad (2.19)$$

Donde D_h es el diámetro hidráulico del canal de flujo, k_f es la conductividad térmica del fluido y h es coeficiente de transferencia de calor por convección.

d) Transferencia de calor en el lado de la solución líquida

En la Figura 22 muestra el volumen de control correspondiente al flujo de la solución líquida que circula en el módulo de membrana. En este volumen se consideran los flujos convectivos de energía en las direcciones “x” y “y”, asociados a las velocidades medias u_{Sol} y v_{Sol} , respectivamente. La energía transportada por la solución depende de su temperatura T_{Sol} , su densidad ρ_{Sol} y su capacidad calorífica c_p . Asimismo, se considera

la transferencia de calor sensible entre el aire y la solución a través de la membrana semipermeable, la cual ocurre en ambas caras del volumen de control y se modela mediante el coeficiente global de transferencia de calor U .

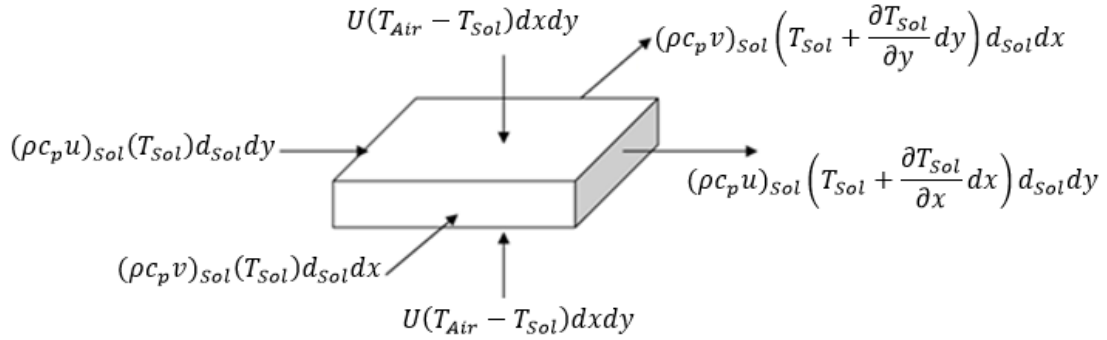


Figura 22. Transferencia de calor en volumen de control infinitesimal para el flujo de la solución líquida.

Basado en la conservación de la energía:

$$\begin{aligned}
 & (\rho c_p u)_{sol} (T_{sol}) d_{sol} dy + (\rho c_p v)_{sol} (T_{sol}) d_{sol} dx + 2U(T_{Air} - T_{sol}) dx dy + \\
 & 2U_m h_{fg} (W_{Air} - W_{sol}) dx dy = (\rho c_p u)_{sol} \left(T_{sol} + \frac{\partial T_{sol}}{\partial x} dx \right) d_{sol} dy + (\rho c_p v)_{sol} \left(T_{sol} + \frac{\partial T_{sol}}{\partial y} dy \right) d_{sol} dx
 \end{aligned} \quad (2.20)$$

Simplificando se tiene:

$$2U(T_{Air} - T_{sol}) + 2U_m h_{fg} (W_{Air} - W_{sol}) = (\rho c_p d)_{sol} \left(u_{sol} \frac{\partial T_{sol}}{\partial x} + v_{sol} \frac{\partial T_{sol}}{\partial y} \right) \quad (2.21)$$

donde $2U_m h_{fg} (W_{Air} - W_{sol})$ es la energía en el cambio de fase.

2.3.3 Condiciones de contorno

Para resolver las ecuaciones de gobierno, a continuación, se presentan las condiciones de contorno, en donde se supone una velocidad uniforme a la entrada y a la

salida de cada intercambiador de membrana y la componente de velocidad “y” puede calcularse a partir del caudal másico de líquido.

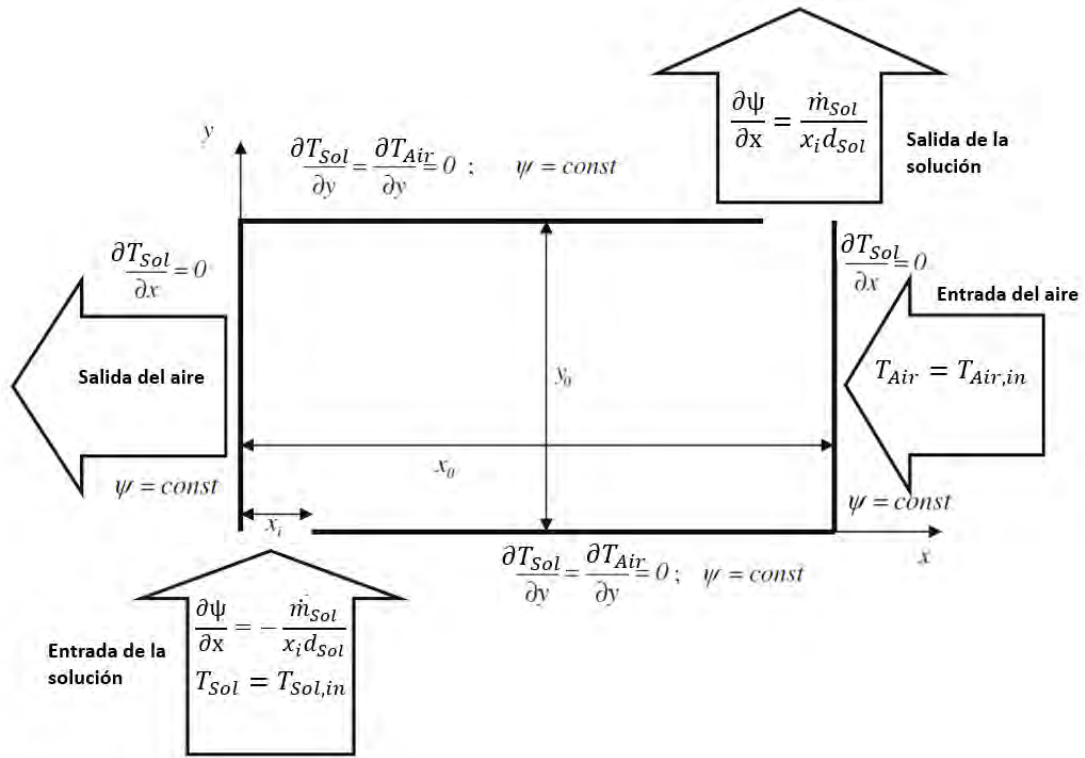


Figura 23. Condiciones de contorno.

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} (0 \leq x \leq x_i, y = 0) = -v_{Sol} = -\frac{\dot{m}_{Sol}}{\rho_{Sol} x_i d_{Sol}} \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} (x_0 - x_i \leq x \leq x_0, y = y_0) = -v_{Sol} = -\frac{\dot{m}_{Sol}}{\rho_{Sol} x_i d_{Sol}} \quad (2.23)$$

Dado que las paredes laterales del intercambiador son sólidas e impermeables, no existe flujo normal a dichas superficies. Como se aprecia en la Figura 23, dichas paredes delimitan el dominio de flujo y coinciden con líneas de corriente. Para un flujo bidimensional incompresible descrito mediante la función de corriente ψ , una línea de corriente se caracteriza por un valor constante de ψ . En consecuencia, la función de

corriente se impone como constante en las paredes laterales del intercambiador de membrana, constituyendo una condición de contorno del modelo numérico.

$$\psi(x_i < x \leq x_0, y = 0) = \text{const} \quad (2.24)$$

$$\psi(x = x_0, y) = \text{const} \quad (2.25)$$

$$\psi(0 \leq x \leq x_0 - x_i, y = y_0) = \text{const} \quad (2.26)$$

$$\psi(x = 0, y) = \text{const} \quad (2.27)$$

Para resolver las ecuaciones de transferencia de calor y masa, las condiciones de contorno son considerar a la temperatura y la relación de humedad del aire constantes a la entrada del intercambiador en el lado aire. La entrada del lado aire está situada en $x = x_0$

$$T_{Air}(x = x_0, y) = T_{Air,in} \quad (2.28)$$

$$W_{Air}(x = x_0, y) = W_{Air,in} \quad (2.29)$$

Para el lado líquido, la temperatura y el contenido de agua de la solución salina son constantes en la entrada ($x \leq x_i, y = 0$)

$$T_{Sol}(0 \leq x \leq x_i, y = 0) = T_{Sol,in} \quad (2.30)$$

$$X_{Sol}(0 \leq x \leq x_i, y = 0) = X_{Sol,in} \quad (2.31)$$

2.3.4 Sistema de recuperación de calor circular

En base a las suposiciones, las tuberías de conexión del sistema de recuperación de calor circular están perfectamente aisladas y son impermeables, y la transferencia de calor y masa se produce únicamente entre el aire y el líquido en cada intercambiador de membrana. Por lo tanto, las propiedades del líquido a la salida del intercambiador de membrana son las mismas que a la entrada del otro intercambiador de membrana del

sistema de recuperación de calor circular. En la Figura 24 se muestra el esquema del sistema de recuperación de calor circular con las condiciones de entradas y salida en cada intercambiador de membrana.

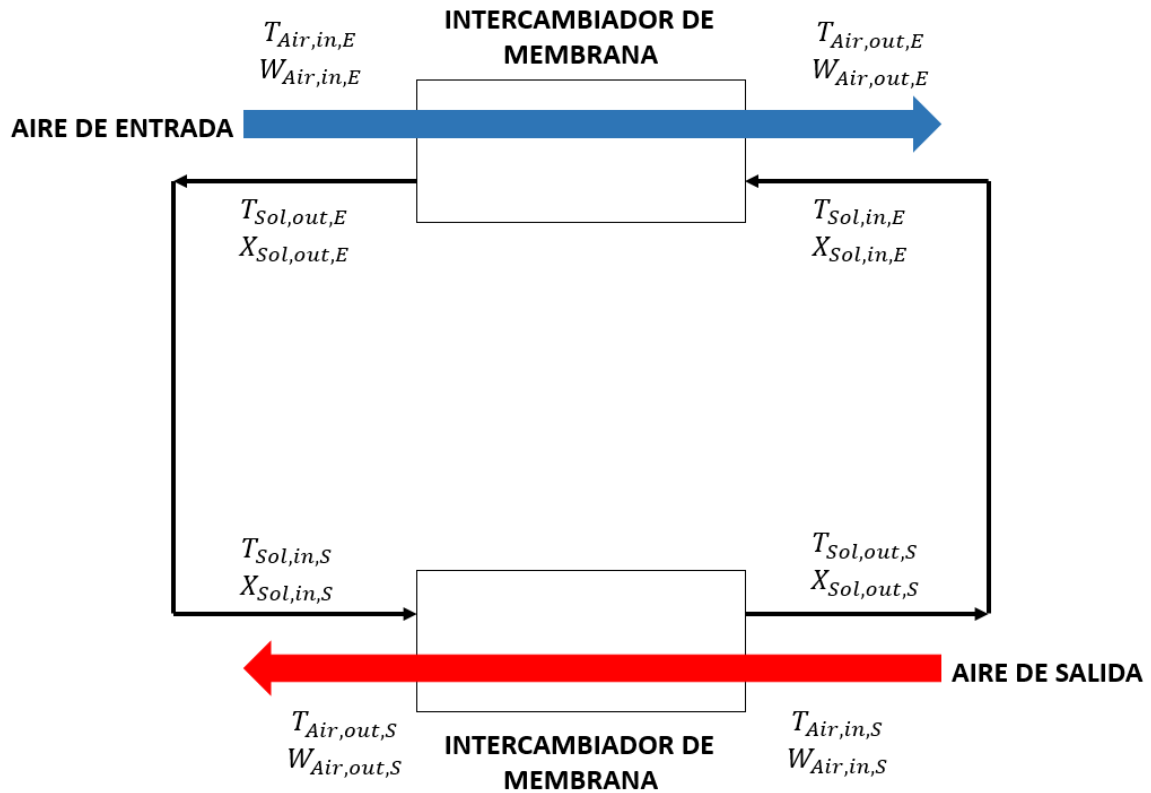


Figura 24. Esquema de entradas y salidas en el sistema de recuperación de calor circular

Las condiciones de entrada y salida de cada intercambiador de membrana en un sistema de recuperación de calor circular se indican a continuación:

$$T_{Sol,in,E} = T_{Sol,out,S} \quad (2.32)$$

$$X_{Sol,in,E} = X_{Sol,out,S} \quad (2.33)$$

$$T_{Sol,in,S} = T_{Sol,out,E} \quad (2.34)$$

$$X_{Sol,in,S} = X_{Sol,out,E} \quad (2.35)$$

La temperatura y el contenido de humedad de las corrientes de fluido a la salida de cada intercambiador de membrana son variables, por lo tanto, deben calcularse las propiedades medias del aire y del líquido a la salida de cada intercambiador y estimar las tasas de transferencia de calor y humedad en cada intercambiador de membrana y en el sistema de recuperación de calor circular.

Las siguientes ecuaciones se aplican para calcular las temperaturas de salida del aire y de la solución salina en los intercambiadores de membrana (Incropera *et al.*, 2006):

$$T_{Air,out} = T_{Air,in} - \varepsilon * (T_{Air,in} - T_{Sol,in}) \quad (2.36)$$

$$T_{Sol,out} = T_{Sol,in} + \frac{C_{Air}}{C_{Sol}} * (T_{Air,in} - T_{air,out}) \quad (2.37)$$

donde ε , representa la efectividad del intercambiador de membrana.

De forma similar, la relación de humedad y la fracción de agua en la solución salina en la salida de los intercambiadores de membrana, se calculan del siguiente modo (Incropera *et al.*, 2006):

$$W_{Air,out} = W_{Air,in} + \varepsilon * (\omega_{eq} - W_{Air,in}) \quad (2.38)$$

$$X_{Sol,out} = X_{Sol,in} + \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{sol}} * (W_{Air,in} - W_{Air,out}) \quad (2.39)$$

2.3.5 Parámetros adimensionales

Para analizar el sistema de recuperación de calor circular, se debe tener en cuenta los siguientes parámetros:

Número de unidades de transferencia de calor:

$$NTU = \frac{2Ux_0y_0}{C_{min}} \quad (2.40)$$

Número de unidades de transferencia de masa:

$$NTU_m = \frac{2U_m x_0 y_0}{c_{min}} \quad (2.41)$$

Relación entre la capacidad calorífica de los fluidos:

$$Cr = \frac{c_{min}}{c_{max}} \quad (2.42)$$

2.3.6 Efectividad

Las condiciones de entrada y salida del sistema de recuperación de calor circular, se muestran en la Figura 23, y son usadas para determinar la efectividad global. La efectividad global sensible se determina de la siguiente manera (ASHRAE, 2020):

$$\varepsilon_{g,s} = \frac{T_{Air,in,E} - T_{Air,out,E}}{T_{Air,in,E} - T_{Air,in,S}} = \frac{T_{Air,out,S} - T_{Air,in,S}}{T_{Air,in,E} - T_{Air,in,S}} \quad (2.43)$$

Y la efectividad global latente se determina de la siguiente forma (ASHRAE, 2020):

$$\varepsilon_{g,l} = \frac{W_{Air,in,E} - W_{Air,out,E}}{W_{Air,in,E} - W_{Air,in,S}} = \frac{W_{Air,out,S} - W_{Air,in,S}}{W_{Air,in,E} - W_{Air,in,S}} \quad (2.44)$$

Asimismo, la efectividad del intercambiador de membrana viene dado de la siguiente solución analítica (Incropera *et al.*, 2006):

$$\varepsilon = 1 - e^{[NTU^{0.22} * e^{-Cr(NTU)^{0.78}}]} \quad (2.45)$$

2.4 INCERTIDUMBRE DEL MODELO NUMÉRICO

Para el cálculo de incertidumbre del modelo numérico se utilizó los indicadores estadísticos señalados en el ASHRAE Guidelines 14-2014 - Measurement of Energy, Demand, and Water Savings, el cual establece los procedimientos y criterios para evaluar el grado de precisión y la incertidumbre en modelos de simulación energética mediante la comparación de datos. Esta guía define indicadores como el Error Cuadrático Medio

Normalizado (CVRMSE) y el Sesgo Medio Normalizado (NMBE), así como los límites máximos permisibles para estos indicadores según el tipo de aplicación y la naturaleza de los datos (mensuales, horarios, etc.).

a) Error Cuadrático Medio Normalizado (CVRMSE)

Es un indicador de cuanta variación o aleatoriedad existe entre los datos y el modelo, calculado dividiendo el RMSE por el consumo medio de energía

$$CVRMSE (\%) = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (M_i - S_i)^2}{n - p}}}{\bar{M}} * 100 \quad (2.46)$$

b) Sesgo Medio Normalizado (NMBE)

Es un indicador que mide el sesgo medio entre los resultados del modelo y los valores reales, indicando si la simulación tiene a sobrestimar o subestimar sistemáticamente los resultados.

$$NMBE (\%) = \frac{\sum_{i=1}^n (M_i - S_i)}{(n - p) * \bar{M}} * 100 \quad (2.47)$$

donde:

M_i : valor medido en el punto i

S_i : valor simulado en el punto i

\bar{M} : promedio de los valores medidos

n : número total de observaciones

p : número de parámetros ajustados del modelo

Asimismo, los valores de referencia para considerar aceptable el modelo se dividen en la siguiente tabla.

Tabla 3. Límites de referencia para validación (ASHRAE Guidelines 14-2014)

Tipos de datos	NMBE (%)	CVRMSE (%)
Mensuales	± 5	≤ 15
Horarios	± 10	≤ 30



CAPÍTULO 3. APLICACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CIRCULAR EN UN CENTRO HOSPITALARIO

3.1 DESCRIPCIÓN DEL HOSPITAL

El instituto oncológico de nivel II-E se localiza en el distrito de Concepción, región Junín, a una altitud de 3283 m.s.n.m., en una zona caracterizada por un clima frío-seco. La infraestructura del hospital abarca una superficie construida de 19,358.15 m² y dispone de 119 camas operativas. En cuanto a los sistemas de ventilación, se han identificado 27 UMAs, los cuales cumplen funciones clave en el acondicionamiento ambiental de los distintos espacios clínicos. Cabe destacar que estas UMAs se encuentran instalados en el ático del edificio, un espacio totalmente techado que modifica las condiciones del aire exterior. Esta configuración genera un microclima donde la temperatura tiende a incrementarse y la humedad relativa a disminuir respecto a las condiciones climáticas naturales de la localidad, tal como se muestra en la Figura 25.



Figura 25. Ático del Instituto oncológico donde se ubican las 27 UMAs.

En la Figura 26 se presenta la configuración de las UMAs del instituto oncológico en estudio, las cuales operan con un flujo horizontal de aire desde la entrada hasta la salida. El aire ingresa a la unidad y atraviesa inicialmente un pre filtro, destinado a la retención de partículas gruesas mayores a $10\ \mu\text{m}$. Posteriormente, el aire pasa a través de intercambiadores de calor de aletas para enfriamiento y calefacción, en los cuales circula agua helada proveniente de un sistema de enfriamiento centralizado tipo chiller y agua caliente producida por un calentador de agua, permitiendo el acondicionamiento térmico y el control de la humedad del flujo de aire. A continuación, el ventilador impulsa el aire tratado, venciendo las pérdidas de carga del sistema. Antes de su descarga, el aire atraviesa los filtros finales, los cuales pueden corresponder a filtros de bolsa de alta eficiencia (retención típica de partículas en el rango de 1 a $5\ \mu\text{m}$) o a filtros HEPA, con una eficiencia mínima del $99,97\%$ para partículas de $0,3\ \mu\text{m}$, asegurando una adecuada calidad de aire interior, para finalmente ser distribuido hacia los ambientes del hospital.

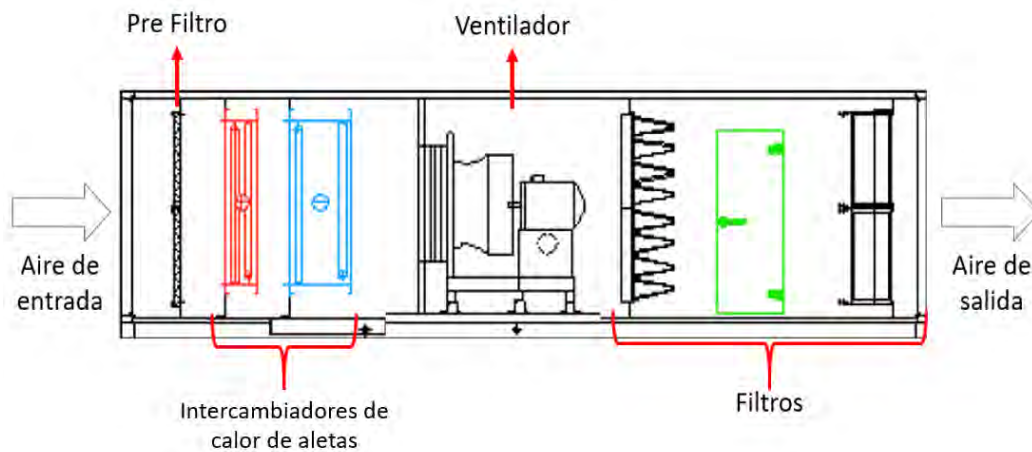


Figura 26. Configuración de la UMA.

Para la presente investigación, el sistema de recuperación de calor se aplicó a los 27 UMAs, dado que estas atienden ambientes en los cuales es posible controlar tanto la temperatura como la humedad relativa, cuyas características se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4. Características principales de las UMAs ubicadas en el ático del hospital.

Equipo	Ambiente	Características nominales
UMA-201 UMA-201R UMA-202 UMA-202R UMA-203 UMA-203R UMA-204 UMA-204R	Sala de Operaciones	Temperatura: 20 - 25 °C Humedad relativa: 45 - 60% Caudal: 1268 CFM Velocidad del aire: 2.31 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.5 m
UMA-205	Sala de Recuperación	Temperatura: 18 - 25 °C Humedad relativa: 45 - 60% Caudal: 2600 CFM Velocidad del aire: 2.49 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.6 m
UMA-206	Sala de Recuperación	Temperatura: 18 - 25 °C Humedad relativa: 45 - 60% Caudal: 1740 CFM Velocidad del aire: 2.59 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.4 m
UMA-208	UCI	Temperatura: 18 -25 °C Humedad relativa: 40 - 60% Caudal: 3920 CFM Velocidad del aire: 2.38 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.6 m
UMA-209	UCI	Temperatura: 18 -25 °C Humedad relativa: 40 - 60% Caudal: 3100 CFM Velocidad del aire: 1.88 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.6 m
UMA-210 UMA-211	Sala de Rehabilitación Sala de Quimioterapia	Temperatura: 20 - 24 °C Humedad relativa: 45 - 60%

		<p>Caudal: 2750 CFM</p> <p>Velocidad del aire: 2.13 m/s</p> <p>Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.5 m</p>
<p>UMA-212</p> <p>UMA-213</p> <p>UMA-214</p>	Sala de Procedimientos	<p>Temperatura: 18 - 25 °C</p> <p>Humedad relativa: 45 - 60%</p> <p>Caudal: 1121 CFM</p> <p>Velocidad del aire: 2 m/s</p> <p>Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.4 m</p>
UMA-215	Corredor	<p>Temperatura: 18 -25 °C</p> <p>Humedad relativa: 40 - 60%</p> <p>Caudal: 2600 CFM</p> <p>Velocidad del aire: 1.95 m/s</p> <p>Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.4 m</p>
UMA-216	Endoscopia	<p>Temperatura: 18 - 20 °C</p> <p>Humedad relativa: 45 - 60%</p> <p>Caudal: 1800 CFM</p> <p>Velocidad del aire: 2.08 m/s</p> <p>Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.4 m</p>
UMA-217	Central de Esterilización	<p>Temperatura: 20 - 22 °C</p> <p>Humedad relativa: 40 - 60%</p> <p>Caudal: 3600 CFM</p> <p>Velocidad del aire: 2.18 m/s</p> <p>Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.6 m</p>
UMA-302	Mamografía	<p>Temperatura: 18 - 20 °C</p> <p>Humedad relativa: 45 - 60%</p> <p>Caudal: 3490 CFM</p> <p>Velocidad del aire: 2.42 m/s</p> <p>Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.5 m</p>
UMA-303	Tomografía	<p>Temperatura: 18 - 20 °C</p> <p>Humedad relativa: 45 - 60%</p> <p>Caudal: 1320 CFM</p> <p>Velocidad del aire: 2.56 m/s</p> <p>Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.4 m</p>

UMA-S01	Almacenes Sotano	Temperatura: 18 - 25 °C Humedad relativa: 40 - 60% Caudal: 3950 CFM Velocidad del aire: 2.12 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.7 m
UMA-S02	Lavanderia	Temperatura: 20 - 22 °C Humedad relativa: 40 - 60% Caudal: 2750 CFM Velocidad del aire: 2.33 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.6 m
UMA-S03	Anatomía Patológica	Temperatura: 18 - 25 °C Humedad relativa: 40 - 60% Caudal: 3750 CFM Velocidad del aire: 2.24 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.6 m
UMA-S04	Varios	Temperatura: 18 - 25 °C Humedad relativa: 40 - 60% Caudal: 7600 CFM Velocidad del aire: 2.29 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.9 m
UMA-S05	Radiología	Temperatura: 18 - 20 °C Humedad relativa: 45 - 60% Caudal: 1600 CFM Velocidad del aire: 2.11 m/s Dimensión ($x_0 * y_0$) : 1 m * 0.5 m

Asimismo, mediante la aplicación de las ecuaciones de energía sensible y latente, se determinará la energía total que el sistema debe suministrar para alcanzar las condiciones requeridas en el ambiente. Estas ecuaciones son las siguientes:

$$Q_s = \dot{m}_{air} * c_{p,air} * (T_{air,out} - T_{air,in}) \quad (3.1)$$

$$Q_l = |\dot{m}_{air} * h_{fg} * (W_{air,in} - W_{air,out})| \quad (3.2)$$

También se tomó en consideración el efecto de la altitud que impacta en las propiedades del aire debido a la variación de la presión atmosférica, en marco a ello (Fumo *et al.*, 2011) en su investigación menciona que la altitud tiene influencia en las siguientes propiedades del aire tales como la temperatura, presión, densidad, índice de humedad y entalpía.

Entonces para la simulación del modelo numérico desarrollado en el capítulo II, se tendrá en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$\rho(z) = \frac{P(z)}{R_{da}T[1+1.608w(z)]} [1 + w(z)] \quad (3.3)$$

donde $\rho(z)$ es la densidad del aire, R_{da} es la constante de gas de aire seco (287.042 J/(kg.K), $P(z)$ es la presión absoluta del aire, la cual viene dado por:

$$P(z) = P_o[1 - (2.25577)(10^{-5})(z)]^{5.2559} \quad (3.4)$$

donde P_o es la presión atmosférica a nivel del mar (101.08 kPa) y z es la altura a nivel de mar (m).

Asimismo $w(z)$ es el índice de humedad del aire, el cual viene expresado por:

$$w(z) = 0.622 \frac{\phi P_{ws}}{P(z) - \phi P_{ws}} \quad (3.5)$$

Donde ϕ es la humedad relativa y P_{ws} es la presión de vapor saturado (1.7055 kPa)

De la misma forma la entalpía viene dada de la siguiente manera:

$$h(z) = 1.006T + w(z)(2501 + 1.86T) \quad (3.6)$$

Asimismo, NTU se ve afectado por la altitud, la cual se define de la siguiente manera:

$$NTU(z) = [1 + 5 * 10^{-5}(z)] * NTU \quad (3.7)$$

3.2 CONDICIONES TERMOHIGROMÉTRICAS

Dado que en el ático del hospital se forma un microclima, se procedió a realizar las mediciones de la temperatura y humedad relativa mediante dos termohigrómetros, estas mediciones se realizaron diariamente y cada hora entre las 7:00 am hasta las 17:00 pm. Estos valores registrados permitieron caracterizar el ambiente térmico de este espacio, para lo cual fueron promediados y así se obtuvo un valor representativo.

Los datos tomados muestran en la Figura 27 y Figura 28 que, durante los meses de diciembre del año 2024 a marzo del año 2025, se registran las temperaturas más elevadas, coincidiendo con la temporada de lluvias. Esta condición climática provoca una mayor variabilidad en la humedad relativa, la cual tiende a disminuir durante las horas de la mañana debido al incremento de la temperatura, y a elevarse nuevamente por la tarde, influenciada por la nubosidad y las precipitaciones. En contraste, durante abril y mayo del año 2025 se presentan temperaturas más moderadas y una humedad relativa más constante, asociadas a una temperatura semi-seca. Finalmente, en los meses de junio y julio del año 2025 se evidencia una transición hacia un clima más frío y seco, característico del periodo invernal.

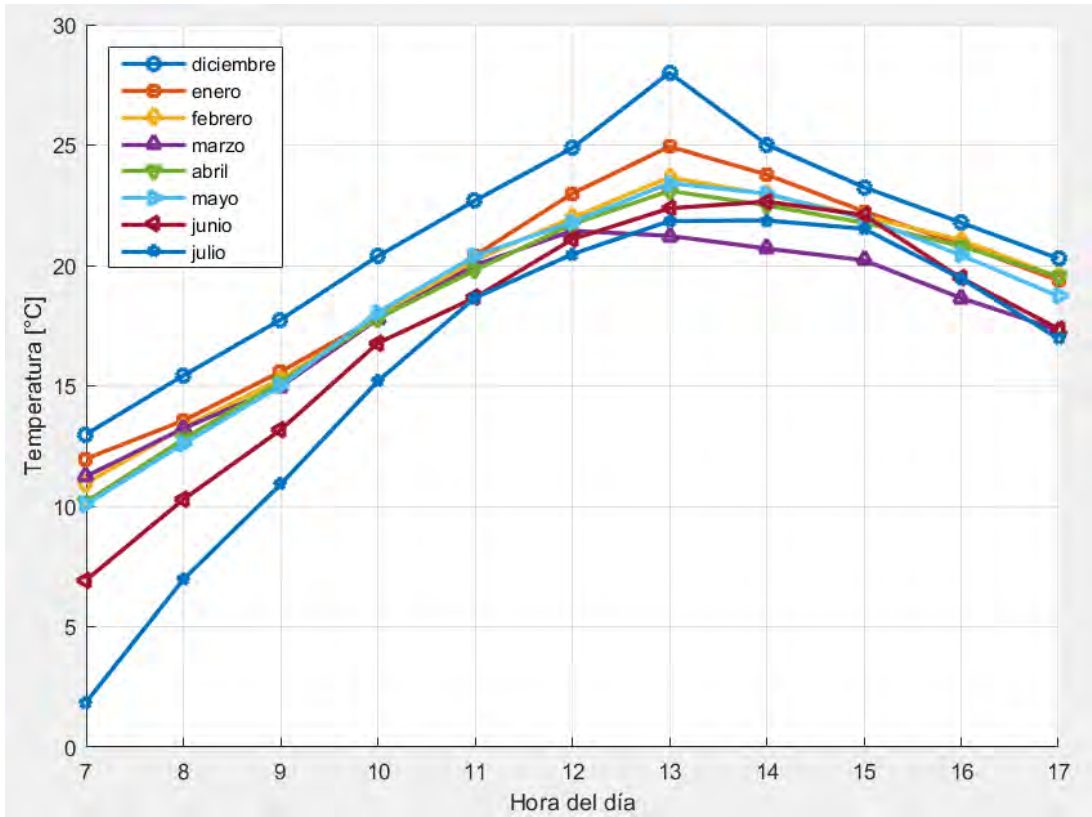


Figura 27. Temperatura promedio por hora – mes (diciembre 2024 a julio 2025).

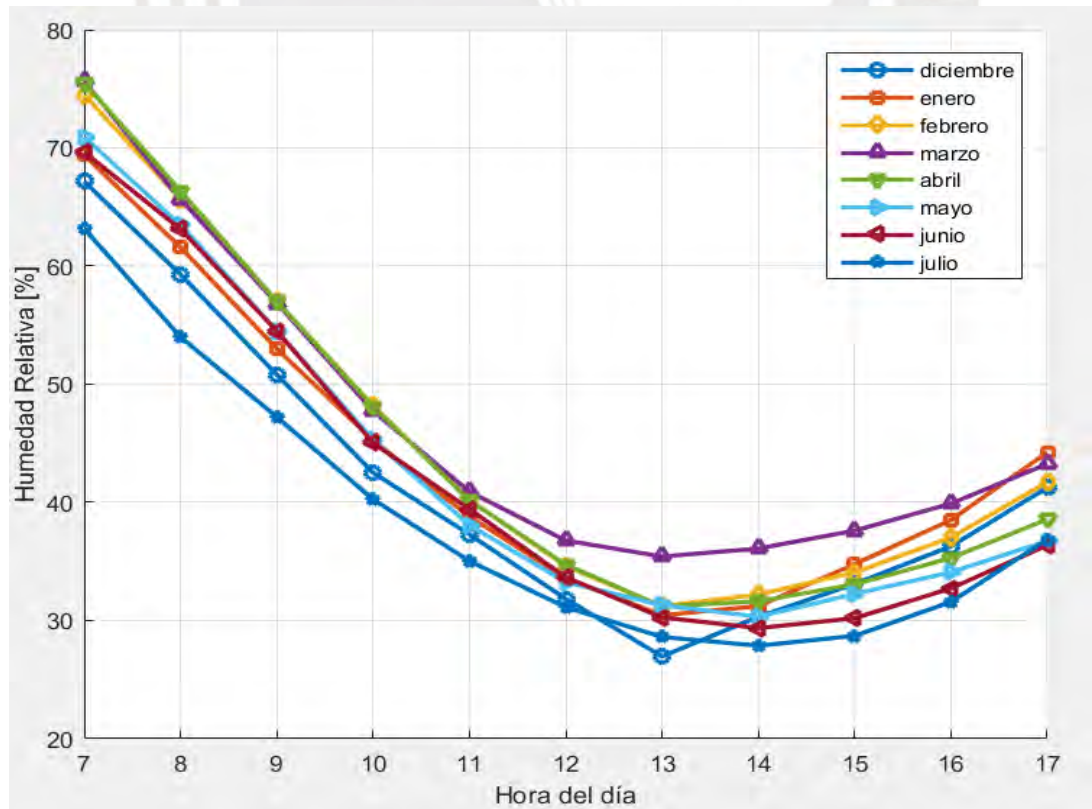


Figura 28. Humedad relativa promedio por hora – mes (diciembre 2024 a julio 2025).

3.3 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CIRCULAR

Bajo las características de los UMAS presentadas en la Tabla 4, así como las condiciones asociadas a la altitud, se aplicó el sistema de recuperación de calor circular (sistema de recuperación de calor con fluido recirculante) empleando los parámetros de diseño propuestos por Vali (2009), las cuales se precisan en la Tabla 5. Asimismo, se detallan las propiedades físicas del aire y de la solución líquida compuesta por agua desionizada y etilenglicol al 30% en volumen, las cuales se presentan en la Tabla 6.

Tabla 5. *Parámetros de diseño del sistema de recuperacion de calor (Vali,2009).*

Nombre	Simbolo	Valor
Longitud parte abierta cabezal para la solución	x_i	0.075 m
Tamaño del canal de la solución	d_{Sol}	0.0027 m
Tamaño del canal del aire	d_{Air}	0.0044 m
Espesor de la membrana	δ	0.0002 m
Conductividad térmica de la membrana	k	0.3 W/(m.K)
Permeabilidad de la membrana	k_m	$1.66 * 10^{-6} \text{ kg/(m. s)}$

Tabla 6. *Propiedades termo-físicas del aire y de la solución de agua-etilenglicol al 30% (Vali et al.,2009).*

Nombre	Simbolo	Valor
Densidad de la solución de agua-etilenglicol al 30%	ρ_{Sol}	$1051.7797 - 0.2776 * T - 2.4339 * 10^{-3} * T^2$
Capacidad calorífica de la solución de agua-etilenglicol al 30%	cp_{Sol}	$3588.554 + 2.8441 * T - 1.135 * 10^{-4} * T^2$

Conductividad térmica de la solución de agua-etilenglicol al 30%	k_{Sol}	$0.42906 + 1.3396 * 10^{-3} * T - 5.9288 * 10^{-6} * T^2$
Capacidad calorífica del aire	cp_{air}	1010 J/(kg.K)
Conductividad térmica del aire	k_{air}	0.0263 W/(m.K)



CAPÍTULO 4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1 CÁLCULO DE INCERTIDUMBRE DEL MODELO NUMÉRICO

Como parte del análisis de validación del modelo numérico, se realizó una evaluación puntual de la incertidumbre utilizando los indicadores estadísticos CVRMSE Y NMBE, conforme a lo establecido en la guía ASHRAE 14-2014. Para ello, se seleccionó aleatoriamente al equipo UMA-213, considerando los datos horarios correspondientes al mes de diciembre.

En la Tabla 7 se presentan los resultados obtenidos para la energía sensible y latente del equipo UMA-213, calculados mediante el modelo numérico y el método analítico, bajo distintas condiciones de temperatura y humedad relativa. Asimismo, se incluyen los indicadores estadísticos CVRMSE y NMBE, los cuales permiten evaluar la precisión del modelo numérico en relación con los datos analíticos.

Tabla 7. Cálculo de incertidumbre

EQUIPO			NUMERICO		ANALITICO		E. SENSIBLE		E. LATENTE	
	T (°C)	HR (%)	E.SEN (kWh)	E. LAT (kWh)	E.SEN (kWh)	E. LAT (kWh)	CVRMSE (%)	NMBE (%)	CVRMSE (%)	NMBE (%)
UMA- 213	18	45	0.41	0.33	0.45	0.34	8.52	3.84	8.17	2.49
	18	53	0.41	0.49	0.45	0.50	8.56	3.86	5.44	1.37
	18	60	0.41	0.65	0.45	0.65	8.61	3.88	4.29	-1.25
	25	45	0.57	0.69	0.63	0.69	8.72	6.13	3.90	-0.11
	25	53	0.58	0.96	0.63	0.95	8.79	5.56	2.96	-0.72
	25	60	0.58	1.17	0.63	1.18	8.85	5.60	2.50	0.89

Los valores de CVRMSE Y NMBE fueron evaluados bajo el criterio de validez horaria, según lo establecido por la guía ASHRAE 14-2014, que recomienda límites máximos de CVRMSE $\leq 30\%$ y NMBE dentro de $\pm 10\%$.

En todos los casos, los valores de CVRMSE Y NMBE para energía sensible y latente se encuentran dentro de los límites aceptables, lo que indica una buena concordancia entre el modelo numérico y el método analítico.

Entonces, se puede inferir que el modelo numérico es válido para su aplicación, ya que cumple con los estándares de precisión requeridos por ASHRAE. Esta validez es especialmente relevante en el contexto hospitalario, donde la evaluación del desempeño energético de los sistemas de climatización requiere modelos robustos que puedan adaptarse a condiciones reales de operación.

4.2 RESULTADOS

4.2.1 Unidades manejadoras de aire sin sistema de recuperación de calor circular

Las simulaciones se realizaron considerando, para cada unidad manejador de aire, la temperatura mínima de operación exigida por el ambiente hospitalario que atiende, conforme a los valores normativos consignados en la Tabla 4. Bajo esta condición de temperatura, se evaluó el desempeño del sistema en combinación con tres niveles de humedad relativa (mínima, media y máxima) permitidos para cada ambiente, con el objetivo de analizar su comportamiento dentro del rango operativo real de diseño.

En la Tabla 8 se presenta los resultados del cálculo de la energía sensible y latente de las 27 UMAs.

Tabla 8. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación.

EQUIPO	T (°C)	HR (%)	DICIEMBRE 2024		ENERO 2025		FEBRERO 2025		MARZO 2025		ABRIL 2025		MAYO 2025		JUNIO 2025		JULIO 2025	
			E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT
UMA-201 (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-201R (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-202 (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-202R (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-203 (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-203R (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-204 (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-204R (Sala de Operación)	20	45	0.96	1.05	0.96	1.06	0.87	0.96	0.96	1.07	0.93	1.03	0.96	1.06	0.93	1.04	0.96	1.08
	20	53	0.96	1.26	0.96	1.28	0.87	1.15	0.96	1.29	0.93	1.24	0.96	1.28	0.93	1.25	0.96	1.3
	20	60	0.96	1.45	0.96	1.47	0.87	1.33	0.96	1.48	0.93	1.42	0.96	1.47	0.93	1.43	0.96	1.49
UMA-205 (Sala de Recuperación)	18	45	1.76	1.85	1.76	1.88	1.59	1.7	1.76	1.9	1.71	1.83	1.76	1.89	1.71	1.85	1.76	1.93
	18	53	1.76	2.24	1.76	2.27	1.59	2.05	1.76	2.29	1.71	2.21	1.76	2.28	1.71	2.22	1.76	2.32
	18	60	1.76	2.59	1.76	2.61	1.59	2.37	1.76	2.63	1.71	2.54	1.76	2.62	1.71	2.56	1.76	2.66
UMA-206 (Sala de Recuperación)	18	45	1.18	1.24	1.18	1.26	1.07	1.14	1.18	1.27	1.14	1.22	1.18	1.26	1.14	1.24	1.18	1.29
	18	53	1.18	1.5	1.18	1.52	1.07	1.38	1.18	1.53	1.14	1.48	1.18	1.53	1.14	1.49	1.18	1.55
	18	60	1.18	1.73	1.18	1.75	1.07	1.58	1.18	1.76	1.14	1.7	1.18	1.76	1.14	1.71	1.18	1.78
UMA-208 (UCI)	18	40	2.66	2.43	2.66	2.46	2.4	2.24	2.66	2.5	2.57	2.4	2.66	2.48	2.57	2.43	2.66	2.54
	18	50	2.66	3.16	2.66	3.2	2.4	2.9	2.66	3.23	2.57	3.11	2.66	3.22	2.57	3.14	2.66	3.27
	18	60	2.66	3.9	2.66	3.94	2.4	3.57	2.66	3.97	2.57	3.83	2.66	3.95	2.57	3.86	2.66	4.01
UMA-209 (UCI)	18	40	2.1	1.92	2.1	1.95	1.9	1.77	2.1	1.98	2.04	1.9	2.1	1.96	2.04	1.92	2.1	2.01
	18	50	2.1	2.5	2.1	2.53	1.9	2.29	2.1	2.56	2.04	2.46	2.1	2.54	2.04	2.48	2.1	2.59
	18	60	2.1	3.08	2.1	3.11	1.9	2.82	2.1	3.14	2.04	3.03	2.1	3.13	2.04	3.05	2.1	3.17

UMA-210 (Sala de Rehabilitación)	20	45	2.08	2.27	2.08	2.3	1.88	2.08	2.08	2.32	2.01	2.23	2.08	2.31	2.01	2.25	2.08	2.35
	20	53	2.08	2.74	2.08	2.77	1.88	2.5	2.08	2.79	2.01	2.69	2.08	2.78	2.01	2.71	2.08	2.82
	20	60	2.08	3.15	2.08	3.18	1.88	2.88	2.08	3.2	2.01	3.09	2.08	3.19	2.01	3.11	2.08	3.23
UMA-211 (Sala de Quimioterapia)	20	45	2.08	2.27	2.08	2.3	1.88	2.08	2.08	2.32	2.01	2.23	2.08	2.31	2.01	2.25	2.08	2.35
	20	53	2.08	2.74	2.08	2.77	1.88	2.5	2.08	2.79	2.01	2.69	2.08	2.78	2.01	2.71	2.08	2.82
	20	60	2.08	3.15	2.08	3.18	1.88	2.88	2.08	3.2	2.01	3.09	2.08	3.19	2.01	3.11	2.08	3.23
UMA-212 (Sala de Procedimientos)	18	45	0.76	0.8	0.76	0.81	0.69	0.73	0.76	0.82	0.74	0.79	0.76	0.81	0.74	0.8	0.76	0.83
	18	53	0.76	0.97	0.76	0.98	0.69	0.89	0.76	0.99	0.74	0.95	0.76	0.98	0.74	0.96	0.76	1
	18	60	0.76	1.12	0.76	1.13	0.69	1.02	0.76	1.14	0.74	1.09	0.76	1.13	0.74	1.1	0.76	1.15
UMA-213 (Sala de Procedimientos)	18	45	0.76	0.8	0.76	0.81	0.69	0.73	0.76	0.82	0.74	0.79	0.76	0.81	0.74	0.8	0.76	0.83
	18	53	0.76	0.97	0.76	0.98	0.69	0.89	0.76	0.99	0.74	0.95	0.76	0.98	0.74	0.96	0.76	1
	18	60	0.76	1.12	0.76	1.13	0.69	1.02	0.76	1.14	0.74	1.09	0.76	1.13	0.74	1.1	0.76	1.15
UMA-214 (Sala de Procedimientos)	18	45	0.76	0.8	0.76	0.81	0.69	0.73	0.76	0.82	0.74	0.79	0.76	0.81	0.74	0.8	0.76	0.83
	18	53	0.76	0.97	0.76	0.98	0.69	0.89	0.76	0.99	0.74	0.95	0.76	0.98	0.74	0.96	0.76	1
	18	60	0.76	1.12	0.76	1.13	0.69	1.02	0.76	1.14	0.74	1.09	0.76	1.13	0.74	1.1	0.76	1.15
UMA-215 (Corredor)	18	40	1.76	1.61	1.76	1.63	1.59	1.48	1.76	1.66	1.71	1.59	1.76	1.65	1.71	1.61	1.76	1.69
	18	50	1.76	2.1	1.76	2.12	1.59	1.92	1.76	2.14	1.71	2.06	1.76	2.13	1.71	2.08	1.76	2.17
	18	60	1.76	2.59	1.76	2.61	1.59	2.37	1.76	2.63	1.71	2.54	1.76	2.62	1.71	2.56	1.76	2.66
UMA-216 (Endoscopia)	18	45	1.22	1.28	1.22	1.3	1.1	1.18	1.22	1.32	1.18	1.27	1.22	1.31	1.18	1.28	1.22	1.33
	18	53	1.22	1.55	1.22	1.57	1.1	1.42	1.22	1.59	1.18	1.53	1.22	1.58	1.18	1.54	1.22	1.61
	18	60	1.22	1.79	1.22	1.81	1.1	1.64	1.22	1.82	1.18	1.76	1.22	1.82	1.18	1.77	1.22	1.84
UMA-217 (Central de Estéril)	20	40	2.72	2.59	2.72	2.62	2.46	2.38	2.72	2.65	2.63	2.55	2.72	2.64	2.63	2.58	2.72	2.69
	20	50	2.72	3.35	2.72	3.39	2.46	3.07	2.72	3.42	2.63	3.29	2.72	3.4	2.63	3.32	2.72	3.46
	20	60	2.72	4.13	2.72	4.16	2.46	3.77	2.72	4.19	2.63	4.04	2.72	4.18	2.63	4.07	2.72	4.23
UMA-302 (Mamografía)	18	45	2.37	2.49	2.37	2.52	2.14	2.28	2.37	2.55	2.29	2.45	2.37	2.54	2.29	2.48	2.37	2.59
	18	53	2.37	3.01	2.37	3.05	2.14	2.76	2.37	3.08	2.29	2.96	2.37	3.06	2.29	2.99	2.37	3.11
	18	60	2.37	3.47	2.37	3.51	2.14	3.17	2.37	3.54	2.29	3.41	2.37	3.52	2.29	3.43	2.37	3.57
UMA-303 (Tomografía)	18	45	0.9	0.94	0.9	0.95	0.81	0.86	0.9	0.96	0.87	0.93	0.9	0.96	0.87	0.94	0.9	0.98
	18	53	0.9	1.14	0.9	1.15	0.81	1.04	0.9	1.16	0.87	1.12	0.9	1.16	0.87	1.13	0.9	1.18
	18	60	0.9	1.31	0.9	1.33	0.81	1.2	0.9	1.34	0.87	1.29	0.9	1.33	0.87	1.3	0.9	1.35
UMA-S01 (Almacén Sótano)	18	40	2.68	2.45	2.68	2.48	2.42	2.25	2.68	2.52	2.59	2.42	2.68	2.5	2.59	2.45	2.68	2.56
	18	50	2.68	3.19	2.68	3.22	2.42	2.92	2.68	3.26	2.59	3.14	2.68	3.24	2.59	3.16	2.68	3.3
	18	60	2.68	3.93	2.68	3.97	2.42	3.59	2.68	4	2.59	3.86	2.68	3.99	2.59	3.88	2.68	4.04
UMA-S02 (Lavandería)	20	40	2.08	1.98	2.08	2	1.88	1.82	2.08	2.03	2.01	1.95	2.08	2.01	2.01	1.97	2.08	2.06
	20	50	2.08	2.56	2.08	2.59	1.88	2.34	2.08	2.61	2.01	2.52	2.08	2.6	2.01	2.54	2.08	2.64
	20	60	2.08	3.15	2.08	3.18	1.88	2.88	2.08	3.2	2.01	3.09	2.08	3.19	2.01	3.11	2.08	3.23
UMA-S03 (Anatomía Patológica)	18	40	2.54	2.32	2.54	2.36	2.3	2.14	2.54	2.39	2.46	2.3	2.54	2.37	2.46	2.32	2.54	2.43
	18	50	2.54	3.02	2.54	3.06	2.3	2.77	2.54	3.09	2.46	2.98	2.54	3.08	2.46	3	2.54	3.13
	18	60	2.54	3.73	2.54	3.77	2.3	3.41	2.54	3.8	2.46	3.66	2.54	3.78	2.46	3.69	2.54	3.84

UMA-S04 (Varios)	18	40	5.16	4.71	5.16	4.78	4.66	4.33	5.16	4.84	4.99	4.66	5.16	4.81	4.99	4.71	5.16	4.93
	18	50	5.16	6.13	5.16	6.2	4.66	5.62	5.16	6.27	4.99	6.03	5.16	6.23	4.99	6.09	5.16	6.35
	18	60	5.16	7.56	5.16	7.64	4.66	6.91	5.16	7.7	4.99	7.42	5.16	7.67	4.99	7.47	5.16	7.78
UMA-S05 (Radiología)	18	45	1.09	1.14	1.09	1.16	0.98	1.05	1.09	1.17	1.05	1.13	1.09	1.16	1.05	1.14	1.09	1.19
	18	53	1.09	1.38	1.09	1.4	0.98	1.26	1.09	1.41	1.05	1.36	1.09	1.4	1.05	1.37	1.09	1.43
	18	60	1.09	1.59	1.09	1.61	0.98	1.46	1.09	1.62	1.05	1.56	1.09	1.61	1.05	1.57	1.09	1.64

Como se observa en la Tabla 8, la energía latente presenta valores superiores a la energía sensible en todas las salas evaluadas. Esto evidencia que el control de humedad representa una carga significativa para las UMAs, especialmente en ambientes donde se requiere una estricta regulación de las condiciones higrotérmicas.

Los ambientes con mayor promedio de demanda energética fueron “Varios” (5.06 kWh sensible y 6.12 kWh latente), seguidas por “Central de Esterilización” (2.66 kWh sensible y 3.34 kWh latente), “Almacén Sótano” (2.62 kWh sensible y 3.18 kWh latente) y “Anatomía Patológica (2.49 kWh sensible y 3.02 kWh latente). Esto debido a que estas áreas presentan procesos intensivos o almacenamiento de materiales sensibles, lo que justifica la elevada carga térmica y de humedad.

Por otro lado, las salas de operación mostraron valores promedio de 1.25 kWh en energía latente y 0.94 kWh en energía sensible, lo que indica un comportamiento más estable y controlado. Las salas de procedimientos (0.75 kWh sensible y 0.96 kWh latente) y tomografía (0.88 kWh sensible y 1.13 kWh latente) presentaron los valores más bajos.

Asimismo, se observó que el incremento de la humedad relativa genera un aumento proporcional en la energía latente, mientras que la energía sensible se mantiene relativamente constante. Este comportamiento confirma que la humedad es un factor determinante en el dimensionamiento y operación eficiente de los sistemas de climatización hospitalaria.

En la Figura 29, se muestra el total del consumo energético de las UMAs durante los meses de diciembre 2024 a julio 2025, en donde se visualiza una diferenciación entre la energía sensible y la energía latente. Los datos muestran que la energía latente supera consistentemente a la energía sensible en todos los meses evaluados, lo que indica que el proceso de deshumidificación representa una mayor carga para el sistema HVAC hospitalario.

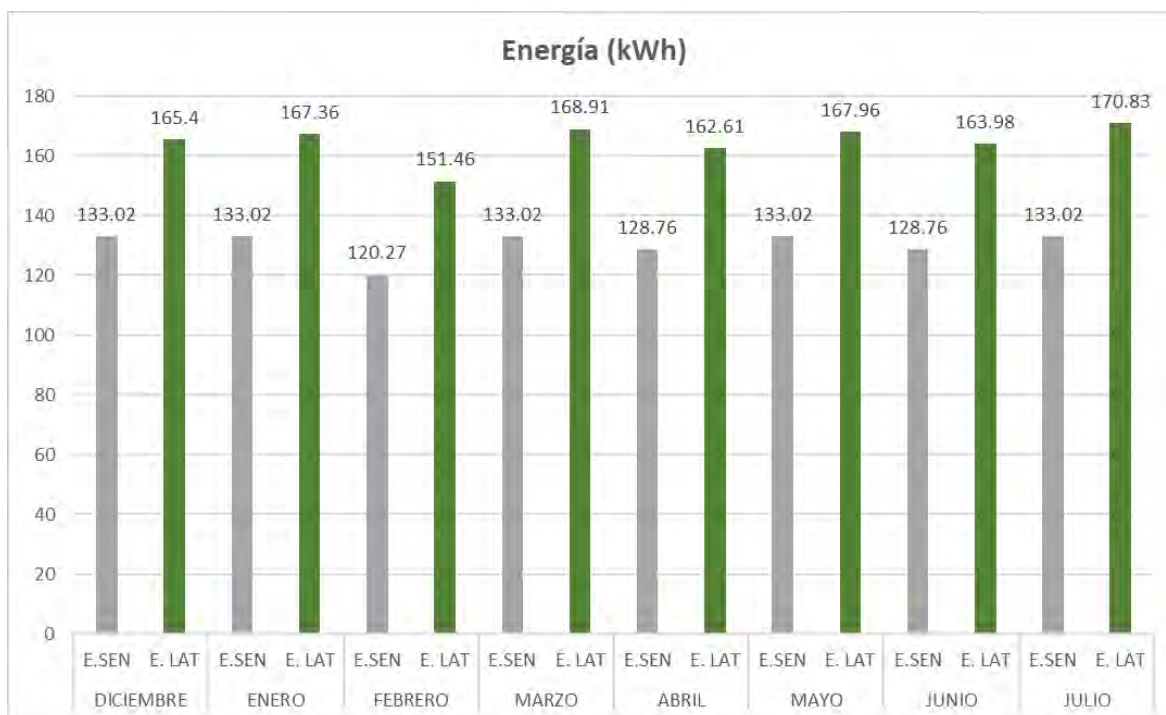


Figura 29. Consumo energético de las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.

El mayor consumo energético se dio en el mes de Julio (303.85 kWh), este comportamiento debido a las condiciones climáticas locales, representando uno de los meses más fríos. Sin embargo, la humedad relativa promedio desciende abruptamente desde los 70% en horas de la mañana hasta un mínimo cercano al 25% al mediodía, situándose muy por debajo del rango recomendado para ambientes hospitalarios (40 – 60%). Esta condición obliga a las UMAs a realizar un trabajo intensivo de humificación,

lo que genera un incremento significativo en el consumo energético asociado a la carga latente (170.83 kWh).

Por otro lado, en el mes de febrero, se produce el menor consumo de energía (271.73 kWh), lo cual se relaciona con las condiciones climáticas, pues la temperatura máxima promedio se situó alrededor de 23 - 24 °C, mostrando valores moderados en comparación con los meses más cálidos como diciembre. Esta relativa estabilidad térmica redujo la necesidad de acondicionamiento en términos de enfriamiento o calefacción, lo que explica el bajo consumo de energía sensible (120.27 kWh). Asimismo, la humedad relativa presentó una disminución desde los valores iniciales cercanos al 70% en horas de la mañana hasta mínimos de aproximadamente 30 – 35 % al mediodía. Aunque estos niveles no alcanzaron los descensos extremos observados en julio, sí representaron una condición fuera del rango recomendado para ambiente hospitalarios (40-60%), obligando a las UMAs a mantener un esfuerzo constante en los procesos de humidificación. Este factor explica que la energía latente (151.46 kWh) haya permanecido como la componente de mayor peso en el consumo energético durante este mes.

Así también se realizó la simulación considerando, para cada unidad manejadora de aire, la temperatura máxima de operación exigida por el ambiente hospitalario que atienden, conforme a los valores normativos consignados en la Tabla 4. Bajo esta condición de temperatura, se evaluó el desempeño del sistema en combinación con tres niveles de humedad relativa (mínima, media y máxima) permitidos para cada ambiente, con el objetivo de analizar su comportamiento dentro del rango operativo real de diseño.

En la Tabla 9 se presenta los resultados del cálculo de la energía sensible y latente de las 27 UMAs.

Tabla 9. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación.

EQUIPO	T (°C)	HR (%)	DICIEMBRE 2024		ENERO 2025		FEBRERO 2025		MARZO 2025		ABRIL 2025		MAYO 2025		JUNIO 2025		JULIO 2025	
			E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT
UMA-201 (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-201R (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-202 (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-202R (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-203 (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-203R (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-204 (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-204R (Sala de Operación)	25	45	1.2	1.48	1.2	1.49	1.09	1.35	1.2	1.5	1.17	1.45	1.2	1.5	1.17	1.46	1.2	1.52
	25	53	1.2	1.78	1.2	1.79	1.09	1.62	1.2	1.8	1.17	1.74	1.2	1.79	1.17	1.75	1.2	1.81
	25	60	1.2	2.04	1.2	2.05	1.09	1.86	1.2	2.06	1.17	1.99	1.2	2.06	1.17	2	1.2	2.08
UMA-205 (Sala de Recupera- ción)	25	45	2.47	3.03	2.47	3.06	2.23	2.77	2.47	3.08	2.39	2.97	2.47	3.07	2.39	2.99	2.47	3.11
	25	53	2.47	3.64	2.47	3.67	2.23	3.32	2.47	3.69	2.39	3.56	2.47	3.68	2.39	3.58	2.47	3.72
	25	60	2.47	4.18	2.47	4.21	2.23	3.81	2.47	4.23	2.39	4.08	2.47	4.22	2.39	4.1	2.47	4.26
UMA-206 (Sala de Recupera- ción)	25	45	1.65	2.03	1.65	2.05	1.49	1.85	1.65	2.06	1.6	1.99	1.65	2.05	1.6	2	1.65	2.08
	25	53	1.65	2.44	1.65	2.46	1.49	2.22	1.65	2.47	1.6	2.38	1.65	2.46	1.6	2.4	1.65	2.49
	25	60	1.65	4.45	1.65	4.47	1.49	4.04	1.65	4.48	1.6	4.33	1.65	4.48	1.6	4.34	1.65	4.5
UMA-208 (UCI)	25	40	3.72	4	3.72	4.04	3.36	3.66	3.72	4.08	3.6	3.93	3.72	4.06	3.6	3.96	3.72	4.12
	25	50	3.72	5.15	3.72	5.19	3.36	4.69	3.72	5.22	3.6	5.04	3.72	5.2	3.6	5.06	3.72	5.26
	25	60	3.72	6.3	3.72	6.34	3.36	5.74	3.72	6.38	3.6	6.15	3.72	6.36	3.6	6.18	3.72	6.42
UMA-209 (UCI)	25	40	2.94	3.17	2.94	3.2	2.66	2.89	2.94	3.22	2.85	3.11	2.94	3.21	2.85	3.13	2.94	3.26
	25	50	2.94	4.07	2.94	4.1	2.66	3.71	2.94	4.13	2.85	3.98	2.94	4.11	2.85	4	2.94	4.16
	25	60	2.94	4.99	2.94	5.02	2.66	4.54	2.94	5.04	2.85	4.87	2.94	5.03	2.85	4.89	2.94	5.08

UMA-210 (Sala de Rehabilitación)	24	45	2.51	3	2.51	3.03	2.26	2.74	2.51	3.05	2.42	2.94	2.51	3.04	2.42	2.96	2.51	3.08
	24	53	2.51	3.61	2.51	3.63	2.26	3.29	2.51	3.66	2.42	3.53	2.51	3.64	2.42	3.55	2.51	3.69
	24	60	2.51	4.14	2.51	4.17	2.26	3.77	2.51	4.19	2.42	4.04	2.51	4.18	2.42	4.06	2.51	4.22
UMA-211 (Sala de Quimioterapia)	24	45	2.51	3	2.51	3.03	2.26	2.74	2.51	3.05	2.42	2.94	2.51	3.04	2.42	2.96	2.51	3.08
	24	53	2.51	3.61	2.51	3.63	2.26	3.29	2.51	3.66	2.42	3.53	2.51	3.64	2.42	3.55	2.51	3.69
	24	60	2.51	4.14	2.51	4.17	2.26	3.77	2.51	4.19	2.42	4.04	2.51	4.18	2.42	4.06	2.51	4.22
UMA-212 (Sala de Procedimientos)	25	45	1.06	1.31	1.06	1.32	0.96	1.19	1.06	1.33	1.03	1.28	1.06	1.32	1.03	1.29	1.06	1.34
	25	53	1.06	1.57	1.06	1.58	0.96	1.43	1.06	1.59	1.03	1.54	1.06	1.59	1.03	1.54	1.06	1.6
	25	60	1.06	1.8	1.06	1.81	0.96	1.64	1.06	1.82	1.03	1.76	1.06	1.82	1.03	1.77	1.06	1.84
UMA-213 (Sala de Procedimientos)	25	45	1.06	1.31	1.06	1.32	0.96	1.19	1.06	1.33	1.03	1.28	1.06	1.32	1.03	1.29	1.06	1.34
	25	53	1.06	1.57	1.06	1.58	0.96	1.43	1.06	1.59	1.03	1.54	1.06	1.59	1.03	1.54	1.06	1.6
	25	60	1.06	1.8	1.06	1.81	0.96	1.64	1.06	1.82	1.03	1.76	1.06	1.82	1.03	1.77	1.06	1.84
UMA-214 (Sala de Procedimientos)	25	45	1.06	1.31	1.06	1.32	0.96	1.19	1.06	1.33	1.03	1.28	1.06	1.32	1.03	1.29	1.06	1.34
	25	53	1.06	1.57	1.06	1.58	0.96	1.43	1.06	1.59	1.03	1.54	1.06	1.59	1.03	1.54	1.06	1.6
	25	60	1.06	1.8	1.06	1.81	0.96	1.64	1.06	1.82	1.03	1.76	1.06	1.82	1.03	1.77	1.06	1.84
UMA-215 (Corredor)	25	40	2.47	2.66	2.47	2.68	2.23	2.43	2.47	2.7	2.39	2.61	2.47	2.69	2.39	2.62	2.47	2.73
	25	50	2.47	3.42	2.47	3.44	2.23	3.11	2.47	3.46	2.39	3.34	2.47	3.45	2.39	3.36	2.47	3.49
	25	60	2.47	4.18	2.47	4.21	2.23	3.81	2.47	4.23	2.39	4.08	2.47	4.22	2.39	4.1	2.47	4.26
UMA-216 (Endoscopia)	20	45	1.36	1.48	1.36	1.5	1.23	1.36	1.36	1.52	1.32	1.46	1.36	1.51	1.32	1.47	1.36	1.54
	20	53	1.36	1.79	1.36	1.81	1.23	1.64	1.36	1.83	1.32	1.76	1.36	1.82	1.32	1.77	1.36	1.84
	20	60	1.36	2.06	1.36	2.08	1.23	1.88	1.36	2.1	1.32	2.02	1.36	2.09	1.32	2.03	1.36	2.12
UMA-217 (Central de Estéril)	22	40	3	2.99	3	3.02	2.71	2.74	3	3.05	2.9	2.94	3	3.04	2.9	2.97	3	3.09
	22	50	3	3.86	3	3.89	2.71	3.52	3	3.92	2.9	3.78	3	3.91	2.9	3.81	3	3.96
	22	60	3	4.74	3	4.77	2.71	4.32	3	4.8	2.9	4.63	3	4.79	2.9	4.66	3	4.84
UMA-302 (Mamografía)	20	45	2.64	2.88	2.64	2.91	2.38	2.64	2.64	2.94	2.55	2.83	2.64	2.93	2.55	2.86	2.64	2.98
	20	53	2.64	3.48	2.64	3.51	2.38	3.18	2.64	3.54	2.55	3.41	2.64	3.52	2.55	3.44	2.64	3.58
	20	60	2.64	4	2.64	4.03	2.38	3.65	2.64	4.06	2.55	3.92	2.64	4.05	2.55	3.94	2.64	4.1
UMA-303 (Tomografía)	20	45	1	1.09	1	1.1	0.9	1	1	1.11	0.97	1.07	1	1.11	0.97	1.08	1	1.13
	20	53	1	1.31	1	1.33	0.9	1.2	1	1.34	0.97	1.29	1	1.33	0.97	1.3	1	1.35
	20	60	1	1.51	1	1.53	0.9	1.38	1	1.54	0.97	1.48	1	1.53	0.97	1.49	1	1.55
UMA-S01 (Almacén Sótano)	25	40	3.75	4.04	3.75	4.07	3.39	3.69	3.75	4.11	3.63	3.96	3.75	4.09	3.63	3.99	3.75	4.15
	25	50	3.75	5.19	3.75	5.23	3.39	4.73	3.75	5.26	3.63	5.07	3.75	5.24	3.63	5.1	3.75	5.3
	25	60	3.75	6.35	3.75	6.39	3.39	5.78	3.75	6.43	3.63	6.2	3.75	6.41	3.63	6.23	3.75	6.47
UMA-S02 (Lavandería)	22	40	2.29	2.28	2.29	2.31	2.07	2.09	2.29	2.33	2.22	2.25	2.29	2.32	2.22	2.26	2.29	2.36
	22	50	2.29	2.95	2.29	2.97	2.07	2.69	2.29	3	2.22	2.89	2.29	2.99	2.22	2.91	2.29	3.03
	22	60	2.29	3.62	2.29	3.64	2.07	3.3	2.29	3.67	2.22	3.54	2.29	3.66	2.22	3.56	2.29	3.7
UMA-S03 (Anatomía Patológica)	25	40	3.56	3.83	3.56	3.87	3.22	3.5	3.56	3.9	3.45	3.76	3.56	3.88	3.45	3.78	3.56	3.94
	25	50	3.56	4.93	3.56	4.96	3.22	4.49	3.56	4.99	3.45	4.82	3.56	4.98	3.45	4.84	3.56	5.03
	25	60	3.56	6.03	3.56	6.07	3.22	5.49	3.56	6.1	3.45	5.89	3.56	6.08	3.45	5.91	3.56	6.14

UMA-S04 (Varios)	25	40	7.22	7.76	7.22	7.84	6.52	7.1	7.22	7.9	6.99	7.62	7.22	7.87	6.99	7.67	7.22	7.98
	25	50	7.22	9.98	7.22	10.06	6.52	9.1	7.22	10.12	6.99	9.76	7.22	10.09	6.99	9.82	7.22	10.2
	25	60	7.22	12.22	7.22	12.3	6.52	11.12	7.22	12.36	6.99	11.93	7.22	12.33	6.99	11.98	7.22	12.44
UMA-S05 (Radiología)	20	45	1.21	1.32	1.21	1.34	1.09	1.21	1.21	1.35	1.17	1.3	1.21	1.34	1.17	1.31	1.21	1.32
	20	53	1.21	1.59	1.21	1.61	1.09	1.46	1.21	1.62	1.17	1.56	1.21	1.62	1.17	1.57	1.21	1.64
	20	60	1.21	1.83	1.21	1.85	1.09	1.67	1.21	1.86	1.17	1.8	1.21	1.86	1.17	1.81	1.21	1.88

Como se observa en la Tabla 9, la energía latente presenta valores superiores a la energía sensible en todas las salas evaluadas. Esto evidencia que el control de humedad representa una carga significativa para las UMAs, especialmente en ambientes donde se requiere una estricta regulación de las condiciones higrotérmicas.

Los ambientes con mayor promedio de demanda energética fueron “Varios” (7.08 kWh sensible y 9.90 kWh latente), seguidas por “Almacén Sótano” (3.68 kWh sensible y 5.15 kWh latente), “UCI” (3.65 kWh sensible y 5.11 kWh latente) y “Anatomía Patológica” (3.49 kWh sensible y 4.88 kWh latente). Esto debido a que estas áreas presentan procesos intensivos o almacenamiento de materiales sensibles, lo que justifica la elevada carga térmica y de humedad.

Por otro lado, las salas de operación mostraron valores promedio de 1.75 kWh en energía latente y 1.18 kWh en energía sensible, lo que indica un comportamiento más estable y controlado. El ambiente de “Tomografía” (0.98 kWh sensible y 1.30 kWh latente) presentó los valores más bajos.

Asimismo, se observó que el incremento de la humedad relativa genera un aumento proporcional en la energía latente, mientras que la energía sensible se mantiene relativamente constante. Este comportamiento confirma que la humedad es un factor determinante en el dimensionamiento y operación eficiente de los sistemas de climatización hospitalaria.

En la Figura 30, se muestra el total del consumo energético de las UMAS durante los meses de diciembre 2024 a julio 2025, en donde se visualiza una diferenciación entre la energía sensible y la energía latente. Los datos muestran que la energía latente supera consistentemente a la energía sensible en todos los meses evaluados, lo que indica que el proceso de humidificación representa una mayor carga para el sistema HVAC hospitalario.

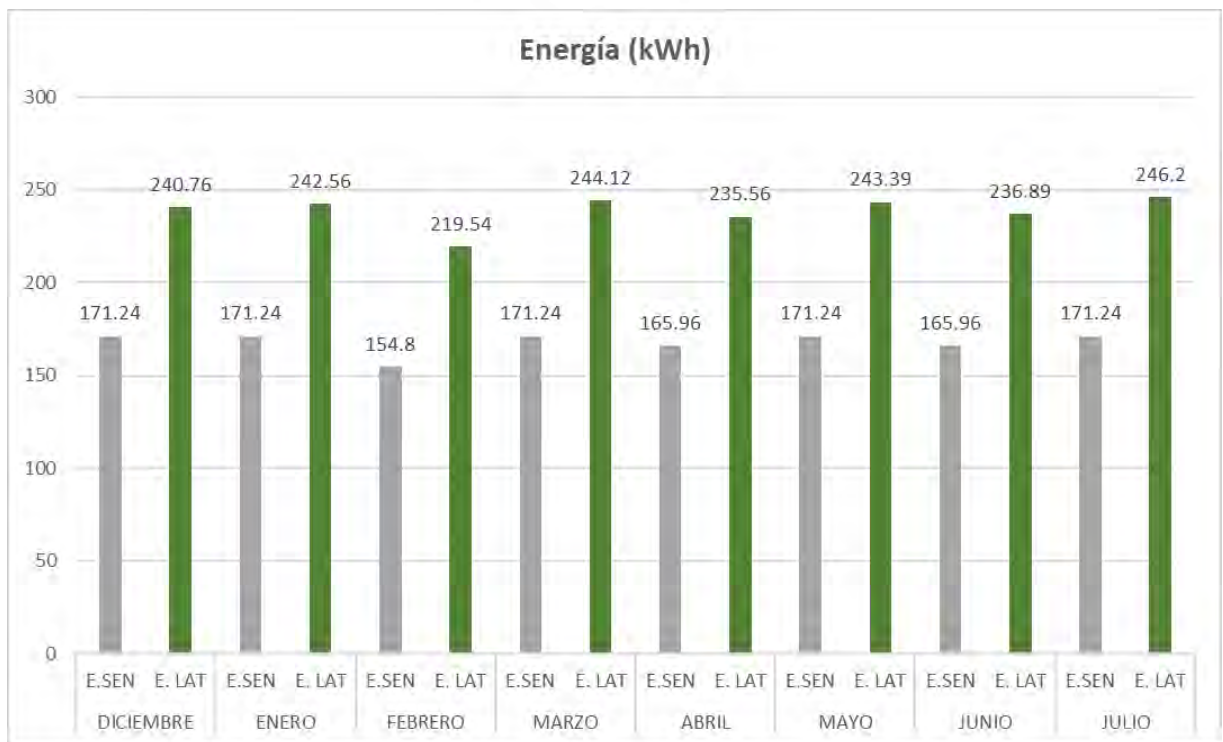


Figura 30. Consumo energético de las UMAs sin el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.

El mayor consumo energético se dio en el mes de Julio (417.44 kWh), este comportamiento debido a las condiciones climáticas locales, donde la temperatura promedio alcanza valores máximos a 21 - 22°C, representando uno de los meses más fríos. Sin embargo, la humedad relativa promedio desciende abruptamente desde los 70% en horas de la mañana hasta un mínimo cercano al 25% al mediodía, situándose muy por

debajo del rango recomendado para ambientes hospitalarios (40 – 60%). Esta condición obliga a las UMAs a realizar un trabajo intensivo de humificación, lo que genera un incremento significativo en el consumo energético asociado a la carga latente (246.2 kWh).

Por otro lado, en el mes de febrero, se produce el menor consumo de energía (374.34 kWh), lo cual se relaciona con las condiciones climáticas, pues la temperatura máxima promedio se situó alrededor de 23 -24 °C, mostrando valores moderados en comparación con los meses más cálidos como diciembre. Esta relativa estabilidad térmica redujo la necesidad de acondicionamiento en términos de enfriamiento o calefacción, lo que explica el bajo consumo de energía sensible (154.8 kWh). Asimismo, la humedad relativa presentó una disminución desde los valores iniciales cercanos al 70% en horas de la mañana hasta mínimos de aproximadamente 30 – 35 % al mediodía. Aunque estos niveles no alcanzaron los descensos extremos observados en julio, sí representaron una condición fuera del rango recomendado para ambiente hospitalarios (40-60%), obligando a las UMAs a mantener un esfuerzo constante en los procesos de humidificación. Este factor explica que la energía latente (219.54 kWh) haya permanecido como la componente de mayor peso en el consumo energético durante este mes.

Los resultados obtenidos para las UMAs sin sistema de recuperación de calor muestran que el consumo energético está fuertemente influenciado por las condiciones climáticas locales y por las exigencias higrotérmicas de los ambientes hospitalarios atendidos. En particular, durante el mes de julio se registra el mayor consumo energético, asociado a temperaturas exteriores bajas, lo cual influye en las condiciones del aire del ático, lo que obliga a las UMAs a intensificar los procesos de humidificación para mantener los rangos recomendados en este tipo de ambientes.

Asimismo, el análisis del consumo energético evidencia que la carga latente constituye la principal componente del consumo total, tanto en condiciones de operación a temperatura mínima como máxima. Si bien en meses como febrero la mayor estabilidad térmica reduce parcialmente la demanda de energía sensible, los niveles de humedad relativa continúan situándose fuera del rango recomendado, lo que mantiene una demanda sostenida de energía asociada al control de la humedad.

Finalmente, la comparación entre los distintos setpoints de temperatura indica que el incremento del consumo energético no está dominado por la carga sensible, sino por la energía requerida para los procesos de humidificación. En este contexto, la ausencia de un sistema de recuperación de calor obliga a las UMAs a cubrir íntegramente las cargas higrotérmicas mediante energía activa, limitando su eficiencia energética y evidenciando el potencial de mejora que podría lograrse mediante la incorporación de sistemas de recuperación energética.

4.2.2 Unidades manejadoras de aire equipado con el sistema de recuperación de calor circular

Las simulaciones se realizaron considerando, para cada unidad manejador de aire equipada con el sistema de recuperación de calor circular, la temperatura mínima de operación exigida por el ambiente hospitalario que atiende, conforme a los valores normativos consignados en la Tabla 4. Bajo esta condición de temperatura, se evaluó el desempeño del sistema en combinación con tres niveles de humedad relativa (mínima, media y máxima) permitidos para cada ambiente, con el objetivo de analizar su comportamiento dentro del rango operativo real de diseño.

En la Tabla 10 se presenta los resultados del cálculo de la energía sensible y latente de las 27 UMAs.

Tabla 10. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación.

EQUIPO	T (°C)	HR (%)	DICIEMBRE 2024		ENERO 2025		FEBRERO 2025		MARZO 2025		ABRIL 2025		MAYO 2025		JUNIO 2025		JULIO 2025	
			E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT
UMA-201 (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-201R (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-202 (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-202R (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-203 (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-203R (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-204 (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-204R (Sala de Operación)	20	45	0.52	0.49	0.52	0.49	0.47	0.44	0.52	0.49	0.50	0.48	0.52	0.49	0.50	0.47	0.52	0.50
	20	53	0.52	0.70	0.52	0.70	0.47	0.63	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.72	0.50	0.70	0.52	0.70
	20	60	0.52	0.88	0.52	0.89	0.47	0.80	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89	0.50	0.86	0.52	0.89
UMA-205 (Sala de Recupera- ción)	18	45	0.96	0.83	0.96	0.82	0.87	0.74	0.96	0.82	0.93	0.80	0.96	0.83	0.93	0.80	0.96	0.84
	18	53	0.96	1.19	0.96	1.21	0.87	1.09	0.96	1.22	0.93	1.19	0.96	1.23	0.93	1.19	0.96	1.18
	18	60	0.96	1.55	0.96	1.58	0.87	1.42	0.96	1.55	0.93	1.51	0.96	1.56	0.93	1.51	0.96	1.54
UMA-206 (Sala de Recupera- ción)	18	45	0.64	0.55	0.64	0.54	0.58	0.49	0.64	0.55	0.62	0.53	0.64	0.55	0.62	0.53	0.64	0.56
	18	53	0.64	0.79	0.64	0.81	0.58	0.73	0.64	0.81	0.62	0.79	0.64	0.82	0.62	0.79	0.64	0.80
	18	60	0.64	1.02	0.64	1.04	0.58	0.94	0.64	1.02	0.62	0.99	0.64	1.03	0.62	0.99	0.64	1.03
UMA-208 (UCI)	18	40	1.45	0.88	1.45	0.89	1.31	0.80	1.45	0.89	1.45	0.90	1.45	0.90	1.40	0.86	1.45	0.90
	18	50	1.45	1.58	1.45	1.60	1.31	1.44	1.45	1.62	1.40	1.57	1.45	1.63	1.40	1.58	1.45	1.60
	18	60	1.45	2.30	1.45	2.33	1.31	2.10	1.45	2.36	1.40	2.29	1.45	2.37	1.40	2.30	1.45	2.31
UMA-209 (UCI)	18	40	1.14	0.65	1.14	0.64	1.03	0.58	1.14	0.65	1.10	0.64	1.14	0.66	1.10	0.66	1.14	0.67
	18	50	1.14	1.22	1.14	1.24	1.03	1.11	1.14	1.24	1.10	1.20	1.14	1.24	1.10	1.21	1.14	1.25
	18	60	1.14	1.73	1.14	1.76	1.03	1.58	1.14	1.76	1.10	1.71	1.14	1.77	1.10	1.74	1.14	1.78

UMA-210 (Sala de Rehabilitación)	20	45	1.13	1.05	1.13	1.06	1.02	0.95	1.13	1.07	1.09	1.04	1.13	1.08	1.09	1.03	1.13	1.07
	20	53	1.13	1.49	1.13	1.50	1.02	1.36	1.13	1.51	1.09	1.46	1.13	1.51	1.09	1.46	1.13	1.52
	20	60	1.13	1.93	1.13	1.96	1.02	1.76	1.13	1.98	1.09	1.92	1.13	1.99	1.09	1.91	1.13	1.93
UMA-211 (Sala de Quimioterapia)	20	45	1.13	1.05	1.13	1.06	1.02	0.95	1.13	1.07	1.09	1.04	1.13	1.08	1.09	1.03	1.13	1.07
	20	53	1.13	1.49	1.13	1.50	1.02	1.36	1.13	1.51	1.09	1.46	1.13	1.51	1.09	1.46	1.13	1.52
	20	60	1.13	1.93	1.13	1.96	1.02	1.76	1.13	1.98	1.09	1.92	1.13	1.99	1.09	1.91	1.13	1.93
UMA-212 (Sala de Procedimientos)	18	45	0.41	0.33	0.41	0.33	0.37	0.30	0.41	0.33	0.40	0.32	0.41	0.33	0.40	0.32	0.41	0.35
	18	53	0.41	0.49	0.41	0.51	0.37	0.46	0.41	0.52	0.40	0.50	0.41	0.52	0.40	0.51	0.41	0.51
	18	60	0.41	0.65	0.41	0.67	0.37	0.60	0.41	0.65	0.40	0.63	0.41	0.65	0.40	0.63	0.41	0.65
UMA-213 (Sala de Procedimientos)	18	45	0.41	0.33	0.41	0.33	0.37	0.30	0.41	0.33	0.40	0.32	0.41	0.33	0.40	0.32	0.41	0.35
	18	53	0.41	0.49	0.41	0.51	0.37	0.46	0.41	0.52	0.40	0.50	0.41	0.52	0.40	0.51	0.41	0.51
	18	60	0.41	0.65	0.41	0.67	0.37	0.60	0.41	0.65	0.40	0.63	0.41	0.65	0.40	0.63	0.41	0.65
UMA-214 (Sala de Procedimientos)	18	45	0.41	0.33	0.41	0.33	0.37	0.30	0.41	0.33	0.40	0.32	0.41	0.33	0.40	0.32	0.41	0.35
	18	53	0.41	0.49	0.41	0.51	0.37	0.46	0.41	0.52	0.40	0.50	0.41	0.52	0.40	0.51	0.41	0.51
	18	60	0.41	0.65	0.41	0.67	0.37	0.60	0.41	0.65	0.40	0.63	0.41	0.65	0.40	0.63	0.41	0.65
UMA-215 (Corredor)	18	40	0.96	0.55	0.96	0.55	0.86	0.50	0.96	0.56	0.93	0.55	0.96	0.57	0.93	0.54	0.96	0.55
	18	50	0.96	1.02	0.96	1.03	0.86	0.93	0.96	1.02	0.93	0.99	0.96	1.03	0.93	1.00	0.96	1.03
	18	60	0.96	1.49	0.96	1.51	0.86	1.36	0.96	1.53	0.93	1.49	0.96	1.54	0.93	1.46	0.96	1.52
UMA-216 (Endoscopia)	18	45	0.66	0.54	0.66	0.54	0.60	0.49	0.66	0.55	0.64	0.54	0.66	0.55	0.64	0.52	0.66	0.55
	18	53	0.66	0.81	0.66	0.82	0.60	0.74	0.66	0.83	0.64	0.80	0.66	0.83	0.64	0.81	0.66	0.82
	18	60	0.66	1.03	0.66	1.04	0.60	0.94	0.66	1.04	0.64	1.01	0.66	1.04	0.64	1.02	0.66	1.05
UMA-217 (Central de Estéril)	20	40	1.48	1.04	1.48	1.05	1.33	0.94	1.48	1.05	1.43	1.02	1.48	1.06	1.43	1.02	1.48	1.03
	20	50	1.48	1.74	1.48	1.76	1.33	1.58	1.48	1.76	1.43	1.71	1.48	1.77	1.43	1.73	1.48	1.80
	20	60	1.48	2.49	1.48	2.52	1.33	2.27	1.48	2.53	1.43	2.45	1.48	2.54	1.43	2.47	1.48	2.56
UMA-302 (Mamografía)	18	45	1.29	1.10	1.29	1.11	1.17	1.00	1.29	1.12	1.25	1.09	1.29	1.13	1.25	1.07	1.29	1.10
	18	53	1.29	1.60	1.29	1.62	1.17	1.46	1.29	1.62	1.25	1.58	1.29	1.63	1.25	1.58	1.29	1.65
	18	60	1.29	2.07	1.29	2.09	1.17	1.89	1.29	2.10	1.25	2.04	1.29	2.10	1.25	2.04	1.29	2.06
UMA-303 (Tomografía)	18	45	0.49	0.40	0.49	0.40	0.44	0.36	0.49	0.42	0.47	0.41	0.49	0.43	0.47	0.40	0.49	0.42
	18	53	0.49	0.60	0.49	0.60	0.44	0.54	0.49	0.62	0.47	0.60	0.49	0.62	0.47	0.61	0.49	0.60
	18	60	0.49	0.77	0.49	0.78	0.44	0.70	0.49	0.79	0.47	0.77	0.49	0.79	0.47	0.77	0.49	0.77
UMA-S01 (Almacén Sótano)	18	40	1.46	0.85	1.46	0.85	1.32	0.77	1.46	0.90	1.41	0.88	1.46	0.91	1.41	0.89	1.46	0.88
	18	50	1.46	1.54	1.46	1.61	1.32	1.45	1.46	1.60	1.41	1.55	1.46	1.61	1.41	1.54	1.46	1.61
	18	60	1.46	2.28	1.46	2.33	1.32	2.10	1.46	2.34	1.41	2.27	1.46	2.35	1.41	2.28	1.46	2.36
UMA-S02 (Lavandería)	20	40	1.13	0.80	1.13	0.79	1.02	0.71	1.13	0.77	1.09	0.75	1.13	0.78	1.09	0.75	1.13	0.80
	20	50	1.13	1.35	1.13	1.35	1.02	1.21	1.13	1.36	1.09	1.32	1.13	1.37	1.09	1.33	1.13	1.38
	20	60	1.13	1.89	1.13	1.88	1.02	1.69	1.13	1.90	1.09	1.84	1.13	1.91	1.09	1.82	1.13	1.92
UMA-S03 (Anatomía Patológica)	18	40	1.39	0.81	1.39	0.86	1.25	0.77	1.39	0.85	1.34	0.83	1.39	0.86	1.34	0.83	1.39	0.83
	18	50	1.39	1.53	1.39	1.56	1.25	1.41	1.39	1.55	1.34	1.50	1.39	1.55	1.34	1.51	1.39	1.54
	18	60	1.38	2.18	1.38	2.21	1.25	1.99	1.38	2.23	1.34	2.17	1.38	2.24	1.34	2.16	1.38	2.21

UMA-S04 (Varios)	18	40	2.81	1.74	2.81	1.76	2.54	1.58	2.81	1.80	2.72	1.75	2.81	1.81	2.72	1.73	2.81	1.78
	18	50	2.81	3.12	2.81	3.16	2.54	2.84	2.81	3.23	2.72	3.14	2.81	3.24	2.72	3.11	2.81	3.26
	18	60	2.81	4.54	2.81	4.59	2.54	4.14	2.81	4.69	2.72	4.56	2.81	4.71	2.72	4.53	2.81	4.70
UMA-S05 (Radiología)	18	45	0.59	0.48	0.59	0.48	0.53	0.43	0.59	0.49	0.57	0.48	0.59	0.49	0.57	0.48	0.59	0.50
	18	53	0.59	0.72	0.59	0.74	0.53	0.67	0.59	0.75	0.57	0.73	0.59	0.75	0.57	0.74	0.59	0.76
	18	60	0.59	0.93	0.59	0.96	0.53	0.86	0.59	0.96	0.57	0.93	0.59	0.96	0.57	0.93	0.59	0.96

Como se observa en la Tabla 10, el comportamiento energético de los equipos UMA revela que la energía latente presenta valores promedio superiores a la energía sensible en todos los meses analizados.

Los ambientes con mayor promedio de demanda energética fueron “Varios” (2.75 kWh sensible y 3.15 kWh latente), seguidas por “Central de Esterilización” (1.45 kWh sensible y 1.75 kWh latente) y “UCI” (1.42 kWh sensible y 1.58 kWh latente).

Por otro lado, las salas con menor promedio de demanda energética fueron “Sala de Procedimientos” (0.40 kWh sensible y 0.49 kWh latente), seguidas por “Tomografía” (0.48 kWh sensible y 0.59 kWh latente) y “Salas de Operación” (0.51 kWh sensible y 0.68 kWh latente).

En la Figura 31, se presentan los valores de energía sensible y latente obtenidos mensualmente en el sistema HVAC equipado con el recuperador de calor circular. Se observa que, en todos los meses evaluados, la energía latente presenta valores superiores a la energía sensible, lo cual evidencia que el sistema destina una mayor fracción de energía al control de la humedad que a la regulación de la temperatura.

Durante los meses de diciembre, enero, marzo y julio, la energía sensible se mantiene prácticamente constante alrededor de 72.3 kWh, mientras que la energía latente alcanza valores entre 86.2 y 87.8 kWh. Esta estabilidad sugiere un desempeño uniforme del sistema en dichos periodos.

En febrero se registra la mayor diferencia relativa entre ambas cargas, con un valor de 65.31 kWh para la energía sensible frente a 78.55 kWh para la energía latente, lo que indica un aumento en la carga asociada a la humedad ambiental. Asimismo, en abril y junio la energía sensible se mantiene en el rango de 70 a 72 kWh, mientras que la energía latente se conserva en valores superiores a 85 kWh, lo que confirma el predominio del control de humedad en el comportamiento del sistema. Cabe destacar que en mayo se presenta el valor máximo de energía latente (88.26 kWh).

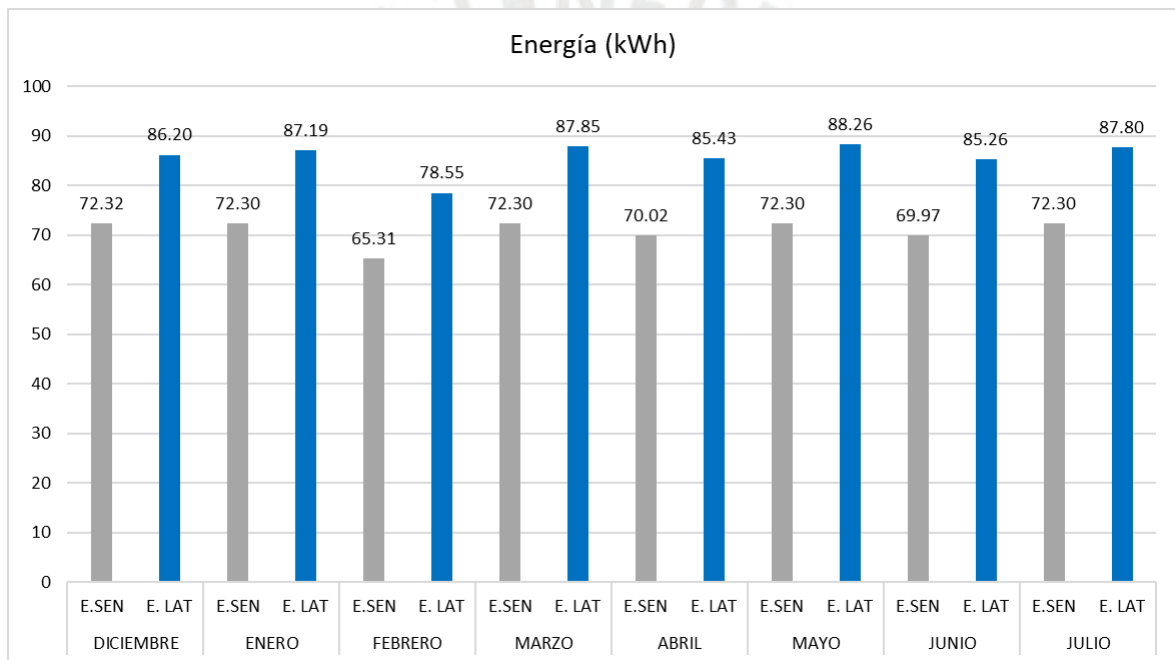


Figura 31. Consumo energético de las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura mínima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.

Así también se realizó la simulación considerando, para cada unidad manejadora de aire con el sistema de recuperación de calor circular, la temperatura máxima de operación exigida por el ambiente hospitalario que atienden, conforme a los valores normativos consignados en la Tabla 4. Bajo esta condición de temperatura, se evaluó el desempeño del sistema en combinación con tres niveles de humedad relativa (mínima,

media y máxima) permitidos para cada ambiente, con el objetivo de analizar su comportamiento dentro del rango operativo real de diseño.

En la Tabla 11 se presenta los resultados del cálculo de la energía sensible y latente de las 27 UMAs equipadas con el sistema de recuperación de calor circular.

Tabla 11. Resultados numéricos de la energía sensible y latente para las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación

EQUIPO	T (°C)	HR (%)	DICIEMBRE 2024		ENERO 2025		FEBRERO 2025		MARZO 2025		ABRIL 2025		MAYO 2025		JUNIO 2025		JULIO 2025	
			E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT	E. SEN	E. LAT
UMA-201 (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-201R (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-202 (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-202R (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-203 (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-203R (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-204 (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-204R (Sala de Operación)	25	45	0.65	0.79	0.65	0.78	0.59	0.70	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.79	0.63	0.77	0.65	0.80
	25	53	0.65	1.10	0.65	1.11	0.59	1.00	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.12	0.63	1.09	0.65	1.07
	25	60	0.65	1.34	0.65	1.30	0.58	1.17	0.65	1.32	0.63	1.28	0.65	1.32	0.63	1.27	0.65	1.33
UMA-205 (Sala de Recuperación)	25	45	1.33	1.63	1.33	1.65	1.20	1.49	1.33	1.67	1.29	1.63	1.33	1.68	1.29	1.60	1.33	1.66
	25	53	1.33	2.26	1.33	2.29	1.20	2.07	1.33	2.32	1.29	2.25	1.33	2.33	1.29	2.26	1.33	2.27
	25	60	1.33	2.70	1.33	2.72	1.20	2.45	1.33	2.70	1.29	2.62	1.33	2.71	1.29	2.61	1.33	2.74

UMA-206 (Sala de Recupera- ción)	25	45	0.89	1.10	0.89	1.11	0.81	1.00	0.89	1.12	0.86	1.09	0.89	1.13	0.86	1.08	0.89	1.10
	25	53	0.89	1.44	0.89	1.46	0.81	1.31	0.89	1.46	0.86	1.42	0.89	1.47	0.86	1.41	0.89	1.48
	25	60	0.89	1.83	0.89	1.87	0.80	1.69	0.89	1.90	0.86	1.84	0.89	1.90	0.86	1.80	0.89	1.84
UMA-208 (UCI)	25	40	2.01	1.94	2.01	1.96	1.81	1.77	2.01	1.99	1.94	1.93	2.01	1.99	1.94	1.94	2.01	1.97
	25	50	2.01	3.03	2.01	3.04	1.81	2.74	2.01	3.08	1.94	2.99	2.01	3.09	1.94	2.95	2.01	3.03
	25	60	2.00	4.15	2.00	4.17	1.81	3.76	2.00	4.22	1.94	4.10	2.00	4.23	1.94	4.05	2.00	4.17
UMA-209 (UCI)	25	40	1.58	1.46	1.58	1.48	1.43	1.33	1.58	1.48	1.53	1.44	1.58	1.49	1.53	1.43	1.58	1.50
	25	50	1.58	2.34	1.58	2.38	1.42	2.14	1.58	2.34	1.53	2.27	1.58	2.35	1.53	2.28	1.58	2.37
	25	60	1.58	3.23	1.58	3.27	1.42	2.95	1.58	3.28	1.52	3.18	1.58	3.29	1.52	3.20	1.58	3.24
UMA-210 (Sala de Rehabilita- ción)	24	45	1.35	1.52	1.35	1.56	1.22	1.40	1.35	1.59	1.31	1.55	1.35	1.60	1.31	1.51	1.35	1.56
	24	53	1.35	2.13	1.35	2.17	1.22	1.96	1.35	2.20	1.30	2.14	1.35	2.21	1.30	2.17	1.35	2.17
	24	60	1.35	2.71	1.35	2.77	1.22	2.50	1.35	2.69	1.30	2.61	1.35	2.70	1.30	2.60	1.35	2.68
UMA-211 (Sala de Quimio- terapia)	24	45	1.35	1.52	1.35	1.56	1.22	1.40	1.35	1.59	1.31	1.55	1.35	1.60	1.31	1.51	1.35	1.56
	24	53	1.35	2.13	1.35	2.17	1.22	1.96	1.35	2.20	1.30	2.14	1.35	2.21	1.30	2.17	1.35	2.17
	24	60	1.35	2.71	1.35	2.77	1.22	2.50	1.35	2.69	1.30	2.61	1.35	2.70	1.30	2.60	1.35	2.68
UMA-212 (Sala de Procedimi- entos)	25	45	0.57	0.69	0.57	0.70	0.52	0.63	0.57	0.70	0.55	0.68	0.57	0.70	0.55	0.68	0.57	0.69
	25	53	0.58	0.96	0.57	0.97	0.52	0.87	0.57	0.97	0.55	0.94	0.57	0.98	0.55	0.96	0.57	0.94
	25	60	0.58	1.17	0.57	1.18	0.51	1.06	0.57	1.21	0.55	1.17	0.57	1.21	0.55	1.18	0.57	1.18
UMA-213 (Sala de Procedimi- entos)	25	45	0.57	0.69	0.57	0.70	0.52	0.63	0.57	0.70	0.55	0.68	0.57	0.70	0.55	0.68	0.57	0.69
	25	53	0.58	0.96	0.57	0.97	0.52	0.87	0.57	0.97	0.55	0.94	0.57	0.98	0.55	0.96	0.57	0.94
	25	60	0.58	1.17	0.57	1.18	0.51	1.06	0.57	1.21	0.55	1.17	0.57	1.21	0.55	1.18	0.57	1.18
UMA-214 (Sala de Procedimi- entos)	25	45	0.57	0.69	0.57	0.70	0.52	0.63	0.57	0.70	0.55	0.68	0.57	0.70	0.55	0.68	0.57	0.69
	25	53	0.58	0.96	0.57	0.97	0.52	0.87	0.57	0.97	0.55	0.94	0.57	0.98	0.55	0.96	0.57	0.94
	25	60	0.58	1.17	0.57	1.18	0.51	1.06	0.57	1.21	0.55	1.17	0.57	1.21	0.55	1.18	0.57	1.18
UMA-215 (Corredor)	25	40	1.32	1.23	1.32	1.26	1.20	1.13	1.32	1.28	1.28	1.24	1.32	1.28	1.28	1.20	1.32	1.24
	25	50	1.32	1.94	1.32	1.96	1.19	1.77	1.32	1.99	1.28	1.93	1.32	1.99	1.28	1.92	1.32	1.98
	25	60	1.32	2.64	1.32	2.68	1.19	2.41	1.32	2.71	1.28	2.63	1.32	2.72	1.28	2.58	1.32	2.70
UMA-216 (Endosco- pia)	20	45	0.74	0.68	0.74	0.69	0.67	0.62	0.74	0.70	0.71	0.68	0.74	0.70	0.71	0.69	0.74	0.69
	20	53	0.74	0.98	0.74	0.99	0.67	0.89	0.74	0.99	0.71	0.96	0.74	0.99	0.71	0.96	0.74	0.98
	20	60	0.74	1.23	0.74	1.25	0.66	1.13	0.74	1.25	0.71	1.22	0.74	1.26	0.71	1.22	0.74	1.27
UMA-217 (Central de Esteril)	22	40	1.62	1.26	1.62	1.27	1.47	1.15	1.62	1.29	1.57	1.26	1.62	1.30	1.57	1.26	1.62	1.30
	22	50	1.62	2.10	1.62	2.13	1.46	1.92	1.62	2.16	1.57	2.09	1.62	2.16	1.57	2.10	1.62	2.12
	22	60	1.62	2.94	1.62	2.98	1.46	2.68	1.62	3.02	1.57	2.93	1.62	3.02	1.57	2.91	1.62	3.02
UMA-302 (Mamogra- fía)	20	45	1.43	1.34	1.43	1.35	1.30	1.22	1.43	1.37	1.39	1.33	1.43	1.38	1.39	1.33	1.43	1.38
	20	53	1.43	1.97	1.43	2.01	1.30	1.81	1.43	1.94	1.39	1.88	1.43	1.95	1.39	1.87	1.43	1.96
	20	60	1.43	2.46	1.43	2.46	1.29	2.22	1.43	2.50	1.39	2.42	1.43	2.50	1.39	2.43	1.43	2.45
UMA-303 (Tomogra- fía)	20	45	0.54	0.51	0.54	0.52	0.49	0.46	0.54	0.52	0.53	0.51	0.54	0.52	0.53	0.51	0.54	0.52
	20	53	0.54	0.75	0.54	0.77	0.49	0.69	0.54	0.74	0.53	0.72	0.54	0.74	0.53	0.72	0.54	0.74
	20	60	0.54	0.93	0.54	0.95	0.49	0.85	0.54	0.92	0.53	0.89	0.54	0.92	0.53	0.91	0.54	0.94

UMA-S01 (Almacén Sótano)	25	40	2.02	1.94	2.02	2.01	1.82	1.81	2.02	1.93	1.95	1.87	2.02	1.93	1.95	1.88	2.02	1.95
	25	50	2.02	2.95	2.02	2.99	1.82	2.70	2.02	3.03	1.95	2.94	2.02	3.04	1.95	2.96	2.02	3.07
	25	60	2.01	4.10	2.01	4.15	1.82	3.75	2.01	4.21	1.95	4.08	2.01	4.22	1.95	4.07	2.01	4.23
UMA-S02 (Lavande- ría)	22	40	1.24	1.00	1.24	1.00	1.12	0.90	1.24	1.00	1.20	0.97	1.24	1.01	1.20	1.00	1.24	0.97
	22	50	1.24	1.63	1.24	1.63	1.12	1.47	1.24	1.63	1.20	1.59	1.24	1.64	1.20	1.59	1.24	1.65
	22	60	1.24	2.31	1.24	2.30	1.12	2.07	1.24	2.33	1.20	2.26	1.24	2.33	1.20	2.27	1.24	2.31
UMA-S03 (Anatomía Patológica)	25	40	1.92	1.85	1.92	1.86	1.73	1.67	1.92	1.84	1.86	1.79	1.92	1.85	1.86	1.78	1.92	1.84
	25	50	1.92	2.84	1.92	2.88	1.73	2.60	1.92	2.89	1.85	2.81	1.92	2.90	1.85	2.79	1.92	2.90
	25	60	1.91	3.91	1.91	3.99	1.73	3.60	1.91	4.01	1.85	3.89	1.91	4.02	1.85	3.88	1.91	4.03
UMA-S04 (Varios)	25	40	3.89	3.71	3.89	3.75	3.51	3.38	3.89	3.76	3.77	3.66	3.89	3.78	3.77	3.63	3.89	3.80
	25	50	3.89	5.81	3.89	5.94	3.51	5.35	3.89	6.07	3.76	5.89	3.89	6.09	3.76	5.87	3.89	6.15
	25	60	3.88	8.04	3.88	8.14	3.51	7.35	3.88	8.18	3.76	7.93	3.88	8.20	3.76	8.05	3.88	8.36
UMA-S05 (Radiolo- gía)	20	45	0.66	0.61	0.66	0.63	0.59	0.57	0.66	0.63	0.63	0.64	0.66	0.64	0.63	0.62	0.66	0.63
	20	53	0.66	0.86	0.66	0.89	0.59	0.80	0.66	0.90	0.63	0.87	0.66	0.90	0.63	0.87	0.66	0.88
	20	60	0.65	1.11	0.65	1.14	0.59	1.03	0.65	1.14	0.63	1.10	0.65	1.14	0.63	1.11	0.65	1.14

Como se observa en la Tabla 11, el comportamiento energético de los equipos UMA revela que la energía latente presenta valores promedio superiores a la energía sensible en todos los meses analizados.

Los ambientes con mayor promedio de demanda energética fueron “Varios” (3.81 kWh sensible y 5.87 kWh latente), seguidas por “UCI” (1.97 kWh sensible y 3.01 kWh latente) y “Almacén Sótano” (1.98 kWh sensible y 2.99 kWh latente).

Por otro lado, las salas con menor promedio de demanda energética fueron “Tomografía” (0.53 kWh sensible y 0.72 kWh latente), seguidas por “Salas de Procedimientos” (0.56 kWh sensible y 0.93 kWh latente) y “Radiología” (0.64 kWh sensible y 0.87 kWh latente).

En la Figura 32, se presentan los valores de energía sensible y latente obtenidos mensualmente en las UMAs equipadas con el recuperador de calor circular. Se observa que, en todos los meses evaluados, la energía latente presenta valores superiores a la energía sensible, lo cual evidencia que el sistema destina una mayor fracción de energía al control de la humedad que a la regulación de la temperatura.

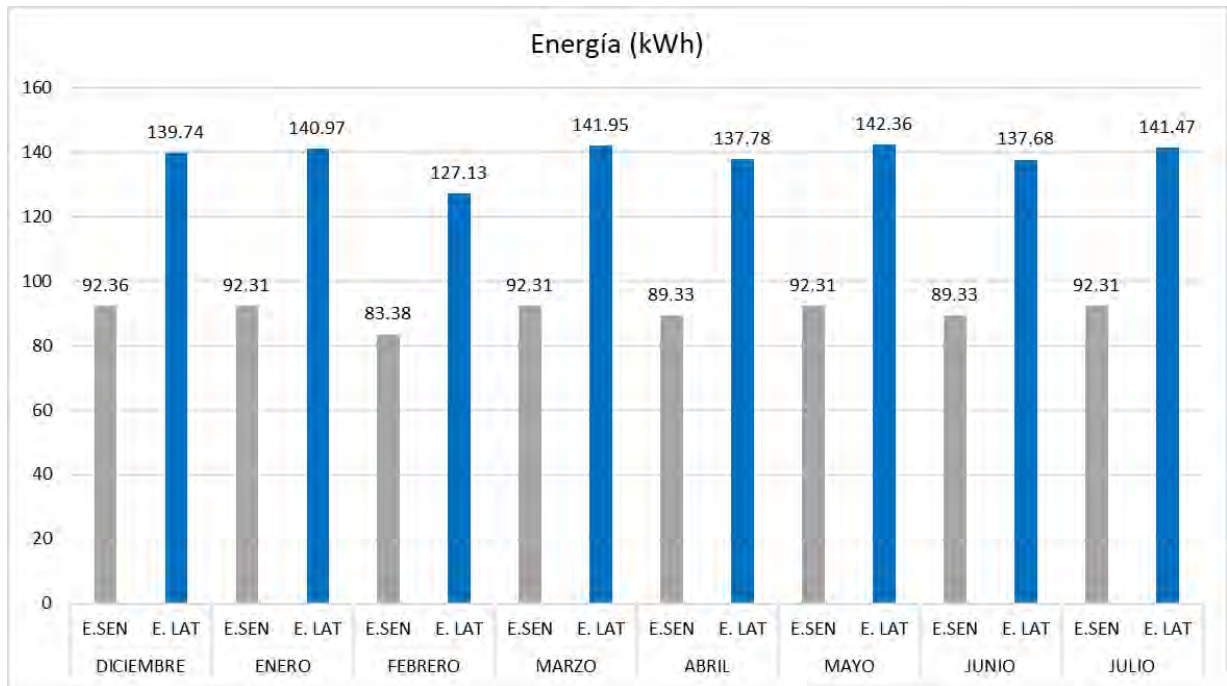


Figura 32. Consumo energético de las UMAs con el sistema de recuperación de calor a la temperatura máxima de operación entre los meses de dic-2024 a jul-2025.

Durante los meses de diciembre, enero, marzo y julio, la energía sensible se mantiene prácticamente constante alrededor de 92.3 kWh, mientras que la energía latente alcanza valores entre 139.74 y 141.95 kWh. Esta estabilidad sugiere un desempeño uniforme del sistema en dichos periodos.

En febrero se registra la mayor diferencia relativa entre ambas cargas, con un valor de 83.38 kWh para la energía sensible frente a 127.13 kWh para la energía latente, lo que indica un aumento en la carga asociada a la humedad ambiental. Asimismo, en abril y junio la energía sensible se mantiene en 89.33 kWh, mientras que la energía latente se conserva en valores superiores a 137 kWh, lo que confirma el predominio del control de humedad en el comportamiento del sistema. Cabe destacar que en mayo se presenta el valor máximo de energía latente (142.36 kWh).

4.2.3 Desempeño termoenergético de las UMAs

Durante la condición de temperatura mínima de operación (Figura 33), definida a partir de los límites térmicos requeridos por las áreas hospitalarias atendidas, la demanda térmica mensual del sistema sin recuperación se mantuvo entre 271,73 kWh y 303,85 kWh, mientras que con el sistema de recuperación de calor circular (SRC) los valores oscilaron entre 143,86 kWh y 160,57 kWh. Esta reducción representa un ahorro promedio mensual de 138,5 kWh, equivalente a una disminución relativa del 46,92% de la demanda térmica.

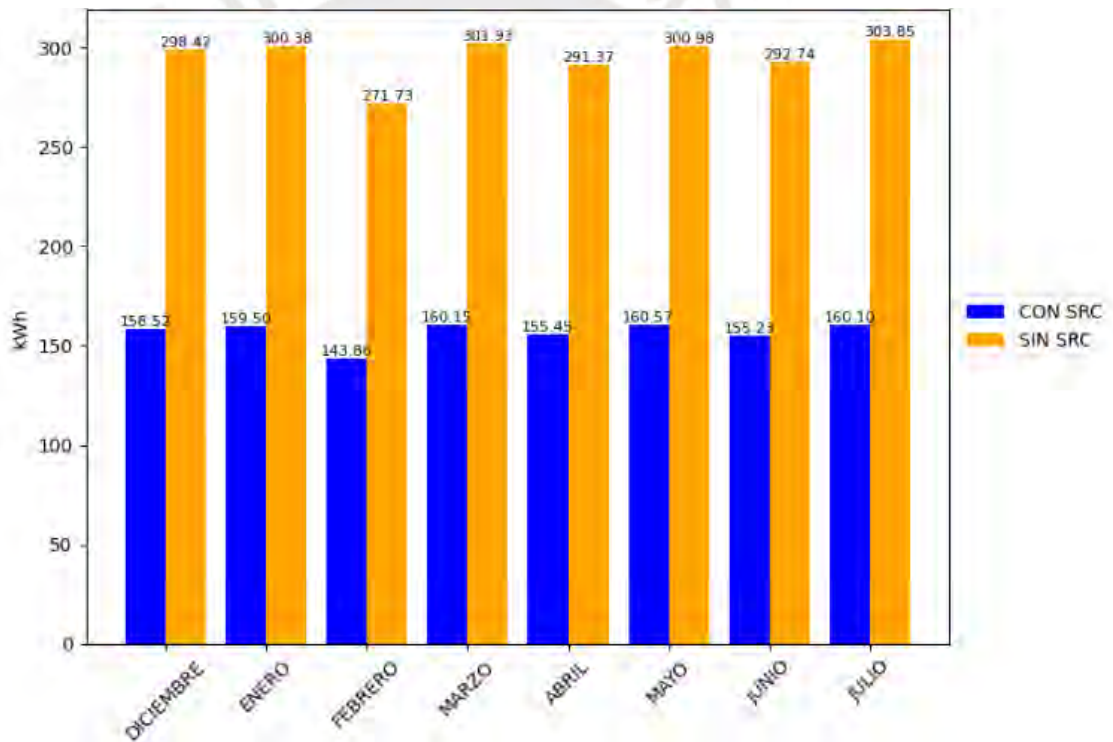


Figura 33. Comparación mensual del consumo energético de las UMAs a temperatura mínima de operación.

De forma acumulada para el periodo evaluado, el consumo total se redujo de 2,36 MWh a 1,25 MWh, lo que implica un ahorro absoluto de 1,11 MWh. Estos resultados

evidencian que el sistema de recuperación de calor permite reducir aproximadamente a la mitad la carga térmica requerida por las UMAs.

La Figura 34 resume el comportamiento mensual del consumo energético de las UMAs en ambos escenarios: con y sin sistema de recuperación de calor circular (SRC) cuando los equipos trabajan en su temperatura máxima de operación, definida a partir de los límites térmicos requeridos por las áreas hospitalarias atendidas. El sistema convencional registró consumos entre 374,34 kWh y 417,44 kWh, mientras que con SRC los valores situaron entre 210,50 kWh y 234,67 kWh. La reducción promedio mensual fue de 177,4 Kwh, correspondiente a una disminución relativa del 43,64%.

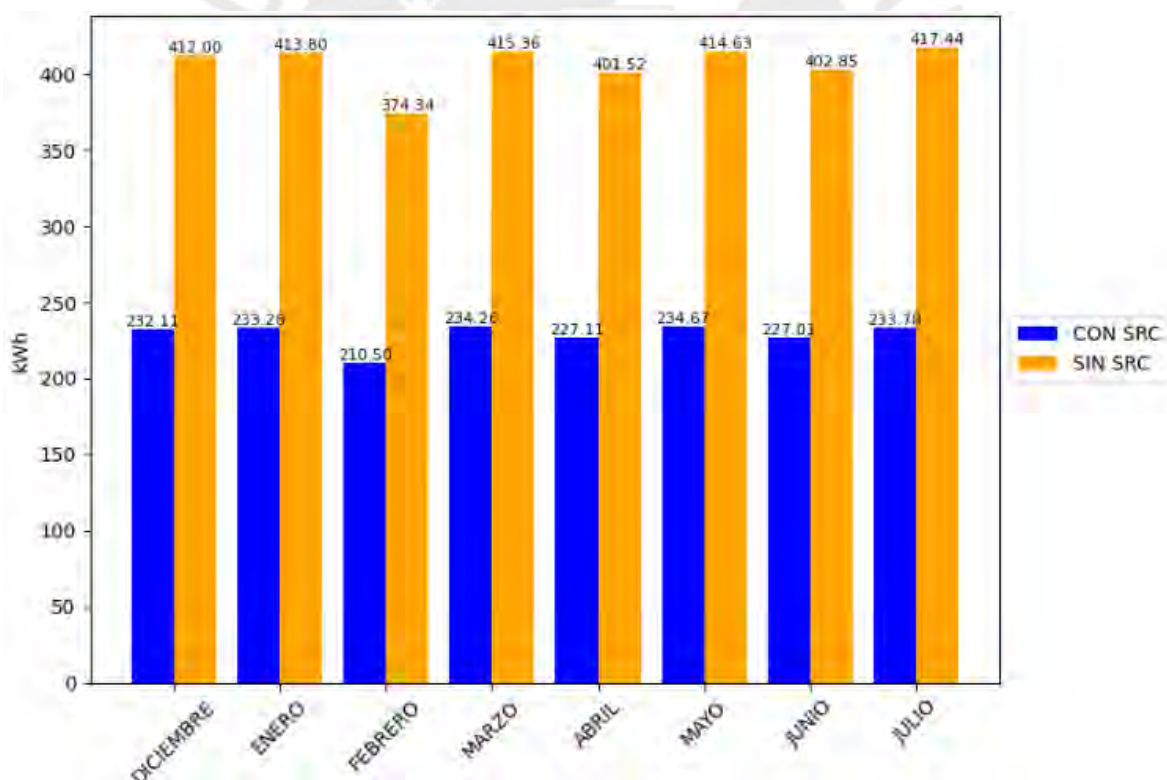


Figura 34. Comparación mensual del consumo energético de las UMAs a temperatura máxima de operación

En términos acumulados, el consumo total descendió de 3,25 MWh a 1,83 MWh alcanzando un ahorro de 1,42 MWh. La mayor diferencia observada en los meses de marzo y julio se asocia al incremento de la carga latente y sensible debido a las variaciones estacionales de temperatura y humedad del aire del ático, condiciones en las que el sistema de recuperación de calor resultó más efectivo.

En conjunto, los resultados obtenidos para ambas condiciones de operación evidencian una mejora consistente en el desempeño termoenergético de las UMAs, al incorporar el sistema de recuperación de calor circular. En comparación con el sistema convencional, la demanda energética se redujo entre 43,64% y 46,92%, lo que confirma la efectividad del recuperador para disminuir la carga térmica asociada al acondicionamiento del aire del ático.

Desde el punto de vista operativo, esta reducción no solo implica un menor consumo acumulado de energía, sino también una atenuación de las variaciones mensuales de demanda. Las tendencias mostradas en las Figuras 33 y 34 indican que el sistema con recuperación presenta un perfil de consumo más uniforme a lo largo del periodo evaluado. Este comportamiento se encuentra influenciado por las características constructivas de la instalación, donde las UMAs se ubican en el ático del hospital, protegidas mediante una envolvente metálica, que actúa como barrera frente a las variaciones térmicas del ambiente exterior y genera un microclima con menores fluctuaciones de temperatura y humedad relativa. Esta condición modera las cargas térmicas impuestas al sistema, favoreciendo un régimen de operación más constante y reforzando el efecto del recuperador de calor sobre la reducción del consumo total.

4.2.4 Efectividad del intercambiador de membrana

En la Figura 34 se muestra la variación de la efectividad térmica del intercambiador de membrana en función del número de unidades de transferencia (NTU), parámetro adimensional que representa la capacidad relativa de transferencia de calor del equipo respecto a la mínima capacidad calorífica del sistema.

Los resultados evidencian una relación creciente entre ambas variables, al incrementarse el NTU desde 9 hasta 9,8, la efectividad se eleva de 87,50% a 88,26%, lo que confirma el comportamiento característico previsto por la teoría ϵ -NTU para intercambiadores de flujo combinado. Este incremento indica que una mayor área efectiva de transferencia y/o un coeficiente global de transferencia más elevado favorecen un aprovechamiento térmico más intenso entre las corrientes de aire y la solución líquida separadas por la membrana.

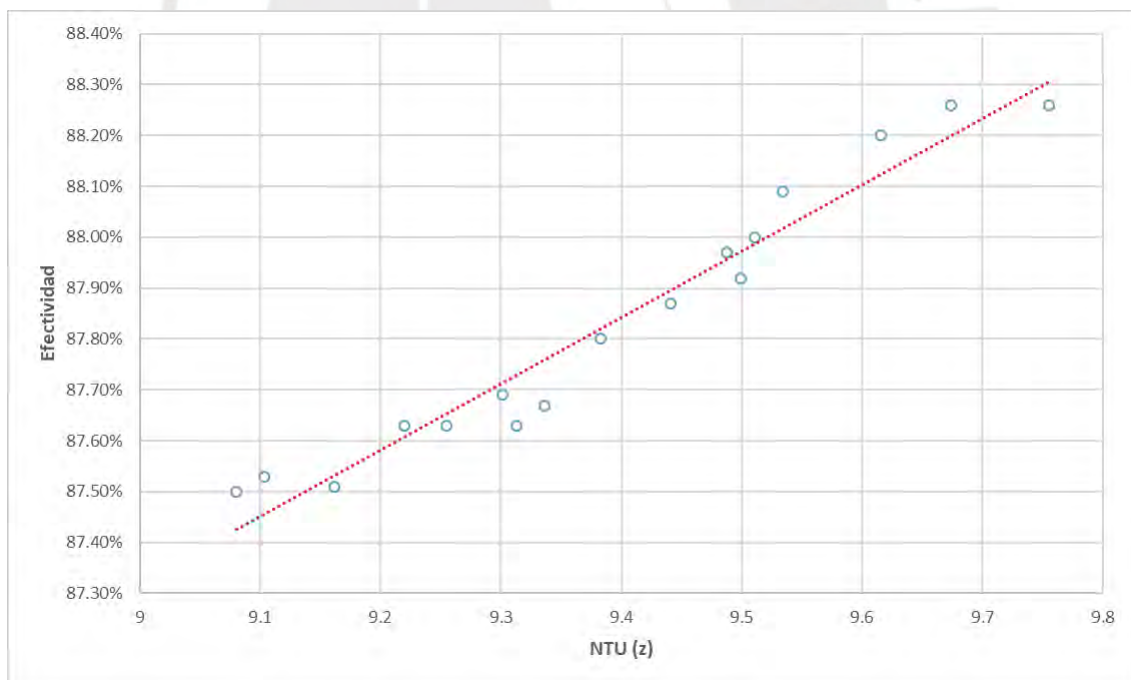


Figura 35. Relación entre efectividad y el número de unidades de transferencia del intercambiador de membrana.

Asimismo, la pendiente positiva observada sugiere que el sistema opera en un régimen de rendimientos decrecientes, en el cual incrementos adicionales del NTU generan mejoras marginales en la efectividad debido a la reducción progresiva del gradiente térmico disponible. Este comportamiento es consistente con intercambiadores de alta eficiencia, en los cuales el potencial de recuperación energética se aproxima progresivamente a su límite termodinámico.

En términos globales, el intercambiador alcanzó una efectividad promedio de 87,83%, lo que implica que cerca del 88% del potencial máximo de recuperación de energía sensible y latente del aire de retorno es transferido al aire de renovación. Este desempeño confirma la idoneidad del intercambiador de membrana como estrategia de preacondicionamiento térmico, reduciendo la carga del sistema HVAC y contribuyendo directamente a la disminución del consumo energético en aplicaciones hospitalarias.

4.3 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

El análisis realizado permitió cumplir de manera consistente con los objetivos planteados en la investigación. En primer lugar, el estudio del estado del arte proporcionó un marco de referencia para comprender el funcionamiento de los sistemas HVAC equipados con recuperación de calor circular, lo que sirvió de base para definir los parámetros operativos más relevantes en un contexto hospitalario. Posteriormente, mediante el desarrollo y la simulación del modelo numérico, fue posible evaluar el comportamiento energético del sistema en condiciones específicas de una zona climática frío-seco.

Es importante destacar que el modelo termodinámico desarrollado presentó un nivel de incertidumbre (CVRMSE) que varía entre 2.50% y 8.85%. Estos valores se encuentran dentro de los rangos aceptables en estudios de simulación energética, según lo establecido

por la guía ASHRAE 14-2014. Esta guía señala que incluso los modelos empíricos más precisos del comportamiento energético de edificaciones suelen alcanzar CVRMSE entre 10% al 20% para comparaciones por hora. Asimismo, el estudio realizado por Li et al. (2022) reportó niveles de incertidumbre del 4,5%, lo que refuerza la validez de los resultados obtenidos en el presente trabajo.

Los resultados obtenidos en la simulación muestran que la integración del recuperador de calor circular en las UMAs, bajo condiciones de clima frío-seco, genera una reducción significativa del consumo energético, alcanzando valores de ahorro en el rango de 43.64% a 46.92%. Estos hallazgos guardan concordancia con lo reportado por Rasouli *et al.* (2014), quienes identificaron reducciones del 32% y 43% en el consumo energético de sistemas similares en Saskatoon y Chicago, respectivamente, ciudades que se caracterizan también por presentar climas fríos. De esta manera, se corrobora que la incorporación de sistemas de recuperación de calor circular representa una estrategia eficaz para incrementar la eficiencia de las UMAs en contextos hospitalarios y en entornos climáticos adversos.

La efectividad del intercambiador de membrana alcanzó valores entre 87.50% y 88.26%, los cuales guardan una relación directa con los valores del NTU. Este comportamiento concuerda con la teoría clásica del método ϵ -NTU para intercambiadores compactos, la cual establece que incrementos en el parámetro UA/C_{min} favorecen a una mayor aproximación al intercambio térmico máximo posible (Incropera et al., 2006). Estos resultados son consistentes con lo reportado por Fumo *et al.*, (2011), quienes analizaron el comportamiento de la efectividad en función del NTU considerando la altitud. En su estudio, se detalla que para altitudes entre 3000 y 4000 m.s.n.m, la efectividad se encuentra en el rango de 0.8 y 0.9, lo cual concuerda con los valores obtenidos en el presente trabajo, reafirmando la validez del modelo aplicado en

condiciones de clima frío-seco. Asimismo el valor promedio de efectividad fue de 87.83%, valor que se encuentra por encima de lo reportado por Hemingson *et al.* (2011), quienes determinaron un rango de rendimiento entre 61.5% y 69.5% en condiciones de clima frío. Esta diferencia puede explicarse por las características de diseño del sistema analizado, así como por las condiciones particulares de operación, donde la presencia de la fachada metálica contribuye a un microclima que favorece un desempeño más estable del equipo. La obtención de una efectividad superior no solo valida la pertinencia del modelo empleado, sino que también resalta el potencial de los sistemas de recuperación de calor circular para optimizar el aprovechamiento energético en aplicaciones hospitalarias.



CONCLUSIONES

1. Se realizó la evaluación del desempeño termoenergético de las UMAs de un hospital ubicado en el distrito de Concepción, equipado con un sistema de recuperación de calor circular. Los resultados demostraron que este sistema permite una recuperación significativa de energía sensible y latente, predominando esta última debido a las estrictas condiciones higrotérmicas del hospital. La incorporación del sistema de recuperación de calor circular en las 27 UMAs del hospital generó una reducción sustancial en el consumo energético, lo que representa ahorros absolutos de entre 1,11 MWh y 1,42 MWh y reducciones del 43,64 al 46,92%. Este ahorro representa una mejora considerable en la eficiencia energética.

Además, se observó que la efectividad del intercambiador de membrana alcanzó sus valores máximos en los meses de marzo y julio, con un rango aproximado entre 87.5% y 88.2%. Estos meses coinciden con periodos de mayor severidad térmica y variaciones climáticas, como precipitaciones en marzo y bajas temperaturas en julio, lo que evidencia la capacidad del sistema para mantener un desempeño termoenergético óptimo bajo condiciones ambientales extremas.

2. La revisión bibliográfica evidenció que el sistema de recuperación de calor circular es una tecnología poco explorada en el ámbito hospitalario, representando solo un 3% de los estudios en sistemas de recuperación de calor. Sin embargo, su diseño con fluido intermedio evita la contaminación cruzada, lo que lo hace especialmente adecuado para aplicaciones en centro de salud, laboratorios biológicos y químicos.
3. Se desarrolló un modelo termodinámico robusto basado en las ecuaciones de balance de masa y energía, que fue validado mediante la comparación de métodos

analíticos y la aplicación de indicadores estadísticos como el error cuadrático medio normalizado (CVRMSE) y el sesgo medio normalizado (NMBE), estos mostraron que el modelo presenta un nivel de incertidumbre entre 2.50% y 8.85%, valores que se encuentran dentro de los límites aceptables establecidos por la guía ASHRAE 14-2014 para simulaciones energéticas. Esta precisión garantiza la confiabilidad del modelo para representar con fidelidad el comportamiento termoenergético real de las UMAs, permitiendo realizar simulaciones robustas y análisis comparativos entre escenarios con y sin recuperación de calor circular.

4. Las simulaciones realizadas bajo condiciones reales del hospital mostraron que las UMAs equipadas con el sistema de recuperación de calor circular presentan un consumo energético menor en comparación con el sistema convencional, tanto a temperaturas mínimas como máximas de operación. La energía latente, asociada al control de humedad, es la carga predominante en ambos escenarios.
5. La comparación del desempeño termoenergético entre el sistema convencional y el sistema equipado con recuperación de calor circular evidenció una reducción significativa tanto de la carga sensible como de la carga latente en ambas condiciones de operación evaluadas. Para la condición de temperatura mínima, el consumo mensual del sistema sin recuperación varió entre 271,73 kWh y 303,85 kWh, mientras que con el recuperador se redujo a valores entre 143,86 kWh y 160,57 kWh, lo que representa una disminución del 46,92% de la energía total demandada. En términos de componentes, la energía sensible promedio descendió de un valor de 130,36 kWh a 70,85 kWh, mientras que la energía latente promedio se redujo de 164,81 kWh a 85,82 kWh. De manera similar, para la condición de temperatura máxima de operación, el consumo total disminuyó de 374,34 kWh – 417,44 kWh a 210,50 kWh - 234,67 kWh, equivalente a un ahorro del 43,64%.

En este caso, la energía sensible promedio se redujo de 167,87 kWh a 90,46 kWh, y la energía latente promedio de 238,63 kWh a 138,64 kWh.

Estos resultados demuestran que el sistema de recuperación de calor circular mejora de manera consistente la eficiencia energética de las UMAs y resulta particularmente efectivo en climas con alta variabilidad higrotérmica, como el caso del distrito de Concepción.

6. El análisis de la relación ε -NTU mostró que el intercambiador de membrana incrementa su efectividad conforme aumenta el número de unidades de transferencia, alcanzando valores entre 87,50% y 88,26%, con un promedio de 87,83%. Este comportamiento concuerda con la teoría de intercambiadores de calor y confirma que el recuperador opera con alta capacidad de transferencia térmica y de humedad, permitiendo aprovechar la mayor parte de la energía del aire de extracción.
7. El análisis integral confirmó que el sistema de recuperación de calor circular es una estrategia viable y efectiva para mejorar la eficiencia energética en UMAs hospitalarios. La alta efectividad del sistema, especialmente durante los meses de mayor severidad térmica y variaciones climáticas extremas, confirma su capacidad para adoptarse a las condiciones específicas del distrito de Concepción. Por tanto, la integración de esta tecnología representa una estrategia viable para mejorar la eficiencia energética.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda considerar la aplicación del sistema de recuperación de calor circular en hospitales ubicados en zonas de altitud elevada y clima frío-seco, donde las condiciones ambientales favorecen el aprovechamiento de esta tecnología.
2. Dado el impacto de la carga latente en el consumo energético, se recomienda implementar sistemas de monitoreo y control de humedad más precisos, que permitan ajustar dinámicamente la operación del sistema HVAC.
3. Se sugiere replicar el análisis en hospitales ubicados en otras zonas climáticas para evaluar la adaptabilidad y desempeño del sistema de recuperación de calor circular en diferentes contextos.
4. Como línea futura de investigación, se propone estudiar la integración del sistema HVAC con fuentes de energía renovable (solar térmica, geotermia), lo cual podría potenciar aún más la eficiencia energética y sostenibilidad del sistema.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akbari, S., Hemingson, H. B., Beriault, D., Simonson, C. J., & Besant, R. W. (2012). Application of neural networks to predict the steady state performance of a Run-Around Membrane Energy Exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 1628–1641. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.11.019>
- ASHRAE Estándar 170-2013, Ventilación de instalaciones de atención médica, (2013). www.ashrae.org/technology.
- ASHRAE Guidelines 14-2014 - Measurement of Energy, Demand, and Water Savings, 4 ASHRAE Guideline 14-2014 1 (2014). www.ashrae.org
- ASHRAE. (2020). *Heating, Ventilating, and Air-Conditioning SYSTEMS AND EQUIPMENT*.
- Fumo, N., Mago, P. J., & Jacobs, K. (2011). Design considerations for combined cooling, heating, and power systems at altitude. *Energy Conversion and Management*, 52(2), 1459–1469. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.10.009>
- Hemingson, H. B., Simonson, C. J., & Besant, R. W. (2011). Steady-state performance of a run-around membrane energy exchanger (RAMEE) for a range of outdoor air conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 1814–1824. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.036>
- Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (Sixth Edit).
- John, D. A., & Elsberry, D. (2016). Wrap-around heat pipes in humid climates. *ASHRAE Journal*, 58(11), 28–38.
- Li, W., Li, X., Gao, Y., & Shi, W. (2022). Thermo-economic evaluation for energy retrofitting building ventilation system based on run-around heat recovery system.

Energy, 260. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125041>

- Liu, Z., Li, W., Chen, Y., Luo, Y., & Zhang, L. (2019). Review of energy conservation technologies for fresh air supply in zero energy buildings. *Applied Thermal Engineering*, 148, 544–556. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.085>
- Mardiana-Idayu, A., & Riffat, S. B. (2012). Review on heat recovery technologies for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(2), 1241–1255. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.09.026>
- McQuiston, F. C., Parker, J. D., & Spitler, J. D. (2005). *Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design* (Wiley & Sons (ed.)).
- MINEM. (2014). *Guía N° 13: Elaboración de Proyectos de Guías de Orientación del Uso Eficiente de la Energía y de Diagnósticos Energético - Hospitales*.
- MINEM. (2023). Guía de Orientación del Uso Eficiente de la Energía y de Diagnóstico Energético Hospitales. In *Dirección General de Eficiencia Energética* (Vol. 2, Issue 143).
- NTS N°110-MINSA/DGIEM-V.01 “Infraestructura y equipamiento de los establecimientos de salud del segundo nivel de atención,” (2014).
- Pastor, P. (2012). *Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación DTIE 1.06: Instalación de climatización en hospitales*.
- Patankar, S. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*.
- Pedrajas, J. (2017). *Auditoría energética de un hospital*. Universidad Pontificia Comillas.
- Rasouli, M., Akbari, S., Simonson, C. J., & Besant, R. W. (2014). Energetic, economic and environmental analysis of a health-care facility HVAC system equipped with a run-around membrane energy exchanger. *Energy and Buildings*, 69, 112–121.

<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.06.036>

Raymundo, C. (2024). *Efecto del arbolado urbano sobre la temperatura y humedad relativa en la Ciudad de Huancayo*. Universidad Nacional del Centro del Perú.

Rey-Martínez, F. J., José-Alonso, J. F. S., Velasco-Gómez, E., Tejero-González, A., & Esquivias, P. M. (2021). Primary energy efficiency assessment of a coil heat recovery system within the air handling unit of an operating room. *Journal of Physics: Conference Series*, 2069. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2069/1/012113>

Singer, B. C. (2009). *Hospital Energy Benchmarking Guidance*.

Tian, X., Zhang, S., Awbi, H. B., Liao, C., Cheng, Y., & Lin, Z. (2020). Multi-indicator evaluation on ventilation effectiveness of three ventilation methods: An experimental study. *Building and Environment*, 180. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.107015>

Vali, A. (2009). *Modeling a run-around heat and moisture exchanger using two counter / cross flow exchangers*. University of Saskatchewan.

Vali, A., Simonson, C. J., Besant, R. W., & Mahmood, G. (2009). Numerical model and effectiveness correlations for a run-around heat recovery system with combined counter and cross flow exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5827–5840. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.020>

Versteeg, H., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*.

Wang, X. (2017). Heat/Energy Recovery Technologies in Buildings. In *Handbook of Energy Systems in Green Buildings*. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-49088-4>

- Xu, Q., Riffat, S., & Zhang, S. (2019). Review of Heat Recovery Technologies for Building Applications. *Sustainable Energy Technologies for Eco Cities and Environment—Papers from the 17th International Conference on Sustainable Energy Technologies*, 12(7). <https://doi.org/10.3390/en12071285>
- Zender-Swiercz, E. (2021). A review of heat recovery in ventilation. *Energies*, 14(6). <https://doi.org/10.3390/en14061759>



ANEXO A: DISCRETIZACIÓN Y SOLUCIÓN NÚMÉRICA DE LAS ECUACIONES GOBERNANTES

A.1. Distribución de los flujos de aire y de la solución líquida

Para describir la distribución bidimensional del flujo de aire y de la solución líquida dentro del dominio de estudio, se empleó la formulación basada en la función de corriente ψ , la cual garantiza el cumplimiento de la ecuación de continuidad para flujo incompresible. Bajo este enfoque, el movimiento del fluido se modeló mediante la ecuación de Laplace:

$$\nabla^2 \psi = 0$$

donde ψ representa la función de corriente. A partir de esta variable escalar, los componentes de la velocidad media se obtienen como $u = \frac{\partial \psi}{\partial y}$ y $v = -\frac{\partial \psi}{\partial x}$, lo que permite determinar el campo de velocidades en todo el dominio sin resolver explícitamente las ecuaciones de cantidad de movimiento.

La solución numérica se realizó mediante el método de diferencias finitas en dos dimensiones. El dominio espacial fue discretizado con una malla estructurada uniforme en las direcciones “x” e “y”, aproximando las derivadas de segundo orden mediante diferencias centrales. Con ello, la ecuación diferencial se transforma en la siguiente relación algebraica para cada nodo interior (i, j) :

$$\frac{\psi_{i+1,j} - 2\psi_{i,j} + \psi_{i-1,j}}{\Delta x^2} + \frac{\psi_{i,j+1} - 2\psi_{i,j} + \psi_{i,j-1}}{\Delta y^2} = 0$$

que, para una malla uniforme ($\Delta x = \Delta y$), se simplifica a:

$$\psi_{i,j} = \frac{1}{4}(\psi_{i+1,j} + \psi_{i-1,j} + \psi_{i,j+1} + \psi_{i,j-1})$$

A.2. Transferencia de masa en el lado aire

La transferencia de masa en el lado del aire se modeló mediante un balance diferencial unidimensional a lo largo de la dirección principal del flujo, el cual describe la variación espacial de la razón de humedad del aire debido al intercambio másico con la solución líquida. La ecuación gobernante se expresa como:

$$\frac{2U_m y_o}{\dot{m}_{Air}} (W_{Air} - W_{Sol}) = -\frac{\partial W_{Air}}{\partial x}$$

Para su tratamiento numérico, el dominio espacial fue discretizado en nodos igualmente espaciados Δx . Considerando la notación nodal (i, j) , donde j representa la dirección del flujo, la derivada espacial se aproximó mediante un esquema de diferencias finitas hacia atrás (backward o upwind):

$$\left. \frac{\partial W_{Air}}{\partial x} \right|_{i,j} \approx \frac{W_{Air,i,j} - W_{Air,i,j+1}}{\Delta x}$$

Sustituyendo esta aproximación en la ecuación gobernante y reordenando términos, se obtiene la siguiente relación:

$$W_{Air,i,j} = \frac{W_{Air,i,j+1} + \frac{2U_m y_o \Delta x}{\dot{m}_{Air}} W_{Sol,i,j}}{1 + \frac{2U_m y_o \Delta x}{\dot{m}_{Air}}}$$

la cual permite calcular secuencialmente el valor de la humedad del aire a partir del nodo aguas arriba.

El uso del esquema hacia atrás corresponde a una formulación tipo *upwind*, apropiada para problemas dominados por transporte convectivo, ya que introduce mayor estabilidad numérica y evita la aparición de oscilaciones no físicas que pueden presentarse con esquemas centrados en ecuaciones de primer orden. Este tipo de discretización es

ampliamente recomendado en problemas de transferencia de calor y masa con predominio convectivo (Incropera *et al.*, 2006; Patankar, 1980).

A.3. Transferencia de masa en el lado de la solución líquida

La transferencia de masa en el lado de la solución líquida se modeló mediante un balance convectivo bidimensional que considera el transporte de la fracción másica de la solución a lo largo de las direcciones longitudinal y transversal del canal. La ecuación gobernante fue expresada de la siguiente manera:

$$2U_m(W_{Air} - W_{Sol}) = \rho_{Sol} d_{Sol} \left(u_{Sol} \frac{\partial X_{Sol}}{\partial x} + v_{Sol} \frac{\partial X_{Sol}}{\partial y} \right)$$

Para la solución numérica, el dominio se discretizó mediante una malla estructurada con espaciamentos uniformes Δx y Δy . Las derivadas espaciales se aproximaron empleando diferencias finitas centrales de segundo orden:

$$\left. \frac{\partial X_{Sol}}{\partial x} \right|_{i,j} \approx \frac{X_{Sol,i+1,j} - X_{Sol,i-1,j}}{2\Delta x}$$

$$\left. \frac{\partial X_{Sol}}{\partial y} \right|_{i,j} \approx \frac{X_{Sol,i,j+1} - X_{Sol,i,j-1}}{2\Delta y}$$

Sustituyendo estas aproximaciones en la ecuación diferencial, se obtiene la forma algebraica:

$$u_{Sol,i,j} \frac{X_{Sol,i+1,j} - X_{Sol,i-1,j}}{2\Delta x} + v_{Sol,i,j} \frac{X_{Sol,i,j+1} - X_{Sol,i,j-1}}{2\Delta y} = \frac{2U_m}{\rho_{Sol} d_{Sol}} (W_{Air,i,j} - W_{Sol,i,j})$$

Debido al carácter no lineal y acoplado del problema, la solución se obtuvo mediante un procedimiento iterativo tipo actualización local:

$$X_{Sol,i,j}^{(k+1)} = X_{Sol,i,j}^{(k)} + \omega(RHS_{i,j} - LHS_{i,j})$$

donde ω es in factor de relajación ($0 < \omega \leq 1$) introducido para mejorar la estabilidad y convergencia del método.

El uso de diferencias centrales proporciona una aproximación de segundo orden y reduce el error de truncamiento espacial en comparación con esquemas unilaterales. Dado que la ecuación corresponde a un problema convectivo bidimensional acoplado, no es posible resolverla mediante un esquema de integración secuencial; por ello se empleó un procedimiento iterativo tipo relajación, equivalente a un método explícito de pseudo-tiempo o Gauss–Seidel con sub-relajación. Este enfoque es ampliamente utilizado en problemas de transporte convectivo y difusión acoplada, ya que permite estabilizar la solución numérica, controlar la convergencia y evitar divergencias asociadas a campos de velocidad variables. Metodologías de este tipo son recomendadas en la literatura clásica de transferencia de calor y masa y dinámica de fluidos computacional (Patankar, 1980; Versteeg & Malalasekera, 2007)

A.4. Transferencia de calor en el lado aire

La transferencia de calor en la fase aire se modeló mediante un balance energético unidimensional a lo largo de la dirección principal del flujo, considerando el intercambio térmico convectivo entre el aire y la solución líquida. La ecuación gobernante fue definida como:

$$\frac{2Uy_0}{C_{Air}} (T_{Air} - T_{Sol}) = -\frac{\partial T_{Air}}{\partial x}$$

Para la solución numérica, la derivada espacial se discretizó empleando un esquema unilaterial hacia atrás (backward o upwind), consistente con la dirección del flujo. En una malla uniforme con paso Δx , la derivada se aproximó como:

$$\left. \frac{\partial T_{Air}}{\partial x} \right|_{i,j} \approx \frac{T_{Air,i,j+1} - T_{Air,i,j}}{\Delta x}$$

Sustituyendo en la ecuación diferencial y reordenando términos, se obtiene la forma algebraica:

$$T_{Air,i,j} = T_{Air,i,j+1} - \frac{2Uy_0\Delta x}{C_{Air}}(T_{Air,i,j+1} - T_{Sol,i,j+1})$$

Se adoptó un esquema de diferencias finitas upwind (backward) de primer orden debido a que la ecuación presenta carácter predominantemente convectivo y la información física se transporta únicamente en la dirección del flujo. Este tipo de discretización evita oscilaciones numéricas no físicas y proporciona estabilidad incondicional durante la integración espacial. De acuerdo con la literatura de métodos numéricos aplicados a transferencia de calor y dinámica de fluidos, los esquemas upwind son recomendados para ecuaciones de convección dominante por su robustez y convergencia monotónica, aun cuando presentan un orden de precisión ligeramente menor frente a esquemas centrales (Patankar, 1980; Versteeg & Malalasekera, 2007).

A.5. Transferencia de calor en el lado de la solución líquida

La transferencia de calor en la solución líquida se modeló mediante un balance de energía bidimensional que considera el transporte convectivo de calor dentro del flujo líquido, así como el intercambio térmico sensible y latente con la corriente de aire. La ecuación gobernante se expresa como:

$$2U(T_{Air} - T_{Sol}) + 2U_m h_{fg}(W_{Air} - W_{Sol}) = (\rho c_p d)_{Sol} \left(u_{Sol} \frac{\partial T_{Sol}}{\partial x} + v_{Sol} \frac{\partial T_{Sol}}{\partial y} \right)$$

Para la solución numérica, el dominio se discretizó mediante una malla estructurada con espaciamentos uniformes Δx y Δy . Las derivadas espaciales se aproximaron empleando diferencias finitas centrales de segundo orden:

$$\left. \frac{\partial T_{Sol}}{\partial x} \right|_{i,j} \approx \frac{T_{Sol,i+1,j} - T_{Sol,i-1,j}}{2\Delta x}$$

$$\left. \frac{\partial T_{Sol}}{\partial y} \right|_{i,j} \approx \frac{T_{Sol,i,j+1} - T_{Sol,i,j-1}}{2\Delta y}$$

Sustituyendo estas aproximaciones en la ecuación diferencial, se obtiene la forma discreta:

$$T_{Sol,i,j} = T_{Sol,i,j} + \left[\left(2U(T_{Air,i,j} - T_{Sol,i,j}) + 2U_m h_{fg} (W_{Air,i,j} - W_{Sol,i,j}) \right) - (\rho c_p d)_{Sol} u_{Sol,i,j} \frac{T_{Sol,i+1,j} - T_{Sol,i-1,j}}{2\Delta x} + v_{Sol,i,j} \frac{T_{Sol,i,j+1} - T_{Sol,i,j-1}}{2\Delta y} \right] / (\rho c_p d)_{Sol}$$

Se empleó un esquema de diferencias finitas centrales debido a que las variables térmicas presentan gradientes suaves dentro del dominio líquido y no existe una dirección convectiva dominante única, lo que hace apropiada una aproximación simétrica de segundo orden para mejorar la precisión espacial. La literatura especializada recomienda esquemas centrales para términos difusivos o convectivos moderados para la resolución eficiente de ecuaciones discretizadas en mallas estructuradas (Patankar, 1980; Versteeg & Malalasekera, 2007).

ANEXO B: PROGRAMA DEL SISTEMA HVAC SIN RECUPERADOR DE CALOR CIRCULAR

```

% === SISTEMA HVAC SIN RECUPERACIÓN DE CALOR ===

% Leer archivo Excel
datos = readtable('data.xlsx');

% Definir horas del día
n_dias = height(datos);
horas = ['7:00 a.m.', '8:00 a.m.', '9:00 a.m.', '10:00 a.m.',
'11:00 a.m.', '12:00 p.m.', '1:00 p.m.', '2:00 p.m.', '3:00
p.m.', '4:00 p.m.', '5:00 p.m.'];
n_horas = numel(horas);

% Parámetros físicos
T_set = 20; % Temperatura de la sala (°C)
RH_set = 0.6; % Humedad relativa de la sala (%)
v = 1600; % CFM

% Constantes físicas
Po = 101080; % Presión a nivel del mar (Pa)
z = 3283; % altitud (m)
P = Po * (1 - (2.25577e-5) * z)^5.2559; %Presión en
función a la altitud (Pa)
Cp = 1010; % Calor específico del aire (J/kg.K)
h_fg = 2.5e6; % Calor de vaporización del agua (J/kg)
Rda = 287.042; % Constante del gas para aire seco
(J/kg.K)
vol = v * 0.00047194745; % Conversión de CFM a m³/s
Psat = @(T) 610.94 .* exp((17.625 .* T) ./ (T + 243.04));
%Función de presión de saturación

% Inicializar
E_sensible_dia = zeros(n_dias,1);
E_latente_dia = zeros(n_dias,1);
meses = zeros(n_dias,1);

for d = 1:n_dias
    fecha_str = char(datos.DIA{d});
    dia_fecha = datetime(fecha_str, 'InputFormat',
'dd/MM/yyyy');
    meses(d) = month(dia_fecha);

    % Cálculo de energía sensible y latente
    Qs = 0;
    Ql = 0;
    for h = 1:n_horas
        col_T = 2 * h;
        col_HR = col_T + 1;

        if col_HR > width(datos)
            warning('Columna %d fuera de rango en día %d. Se
omite.', col_HR, d);

```

```

        continue;
    end

    T_in = datos{d, col_T};
    RH_in = datos{d, col_HR} / 100;
    T_K = T_in + 273.15;

    Pv_in = RH_in * Psat(T_in);
    W_in = 0.622 * Pv_in / (P - Pv_in);

    Pv_out = RH_set * Psat(T_set);
    W_out = 0.622 * Pv_out / (P - Pv_out);

    rho = (P / (Rda * T_K * (1 + 1.1608 * W_in))) * (1 +
W_in);
    m_dot = rho * vol;

    Qs = Qs + m_dot * Cp * (T_set - T_in);
    Ql = Ql + abs(m_dot * h_fg * (W_in - W_out));
end

% Conversión a kWh
E_sensible_dia(d) = Qs / 3.6e6;
E_latente_dia(d) = Ql / 3.6e6;
end

% Agrupar por mes
meses_unicos = unique(meses);
E_sensible_mes = zeros(length(meses_unicos),1);
E_latente_mes = zeros(length(meses_unicos),1);
for i = 1:length(meses_unicos)
    idx = meses == meses_unicos(i);
    E_sensible_mes(i) = sum(E_sensible_dia(idx));
    E_latente_mes(i) = sum(E_latente_dia(idx));
end

% Mostrar resultados por mes
fprintf('\n--- ENERGIA ACUMULADA POR MES ---\n');
meses_nombres =
{'Enero', 'Febrero', 'Marzo', 'Abril', 'Mayo', 'Junio',
'Julio', 'Agosto', 'Septiembre', 'Octubre', 'Noviembre',
'Diciembre'};

for i = 1:length(meses_unicos)
    mes_nombre = meses_nombres{meses_unicos(i)};
    total = E_sensible_mes(i) + E_latente_mes(i);
    fprintf('%s: Sensible = %.2f kWh | Latente = %.2f kWh |
Total = %.2f kWh\n', mes_nombre, E_sensible_mes(i),
E_latente_mes(i), total);
end

```

ANEXO C: PROGRAMA DEL SISTEMA HVAC EQUIPADO CON EL RECUPERADOR DE CALOR CIRCULAR

```

% === SISTEMA HVAC EQUIPADO CON RECUPERACIÓN DE CALOR ===
clc; clear;
tic;

%% === CONFIGURACIÓN INICIAL ===
datos = readtable('data.xlsx');
horas = {'7:00 a.m.', '8:00 a.m.', '9:00 a.m.', '10:00 a.m.', '11:00
a.m.', '12:00 p.m.', ...
        '1:00 p.m.', '2:00 p.m.', '3:00 p.m.', '4:00 p.m.', '5:00
p.m.'};
n_horas = numel(horas);
n_dias = size(datos,1);

% Constantes físicas
Po = 101080; % Presión a
nivel del mar (Pa)
z = 3283; % altitud (m)
P = Po * (1 - (2.25577e-5) * z)^5.2559; %Presión en
función a la altitud (Pa)
Psat = @(T) 610.78 .* exp((17.27 .* T) ./ (T + 237.3)); %Función
de presión de saturación

% Condiciones de extracción
T_air_in_exh_C = 20; % Temperatura de
la sala (°C)
RH_in_exh = 0.6; % Humedad
relativa de la sala (%)
Pv_exh = RH_in_exh * Psat(T_air_in_exh_C); % Presión de
vapor
W_air_in_exh = 0.622 * Pv_exh / (P - Pv_exh); % Humedad
absoluta
T_air_in_exh_K = T_air_in_exh_C + 273.15; % Conversión de
°C a K

% Volumen de aire
v = 1600; % CFM
vol = v * 0.00047194745; % Conversión de
CFM a m³/s

% Inicialización de matrices
T_ramee_out = nan(n_dias,n_horas);
W_ramee_out = nan(n_dias,n_horas);
T_ramee_out_ana = nan(n_dias,n_horas);
W_ramee_out_ana = nan(n_dias,n_horas);
NTU_T = nan(n_dias, n_horas);
Cr_T = nan(n_dias, n_horas);
epsilon_T_num = nan(n_dias, n_horas);

% Conversión de fechas
meses = zeros(n_dias,1);
for d = 1:n_dias

```

```

fecha_str = datos.DIA{d};
try
    fecha_dt = datenum(fecha_str, 'dd/mm/yyyy');
    fecha_vec = datevec(fecha_dt);
    mes_num = fecha_vec(2);
    meses(d) = mes_num;
catch
    warning('Error al procesar la fecha en la fila %d: %s',
d, fecha_str);
    meses(d) = NaN;
end
end

h_wait = waitbar(0, 'Simulando RAMEE...');

%% === PARTE 2: SIMULACIÓN RAMEE POR HORA ===
for d = 1:n_dias
    for h = 1:n_horas
        col_T = 2*h;
        col_RH = col_T + 1;
        if col_RH > size(datos,2), continue; end

        T_air_in_supply_C = datos{d, col_T};
        RH_in_supply = datos{d, col_RH} / 100;
        if isnan(T_air_in_supply_C) || isnan(RH_in_supply),
continue; end

        Psat_val = Psat(T_air_in_supply_C);
        Pv_supply = RH_in_supply * Psat_val;
        W_air_in_supply = 0.622 * Pv_supply / (P - Pv_supply);
        T_air_in_supply_K = T_air_in_supply_C + 273.15;

        % Condiciones iniciales del líquido
        X_sol_in = 0.3;
        T_sol_in_C = (T_air_in_supply_C + T_air_in_exh_C)/2;
        T_sol_in_K = T_sol_in_C + 273.15;

        tol = 1e-3; max_iter = 20;

        converged = false;
        for iter = 1:max_iter
            [T_out1, W_out1, T_sol_out1, X_sol_out1, T_out1_ana,
W_out1_ana, T_sol_out1_ana, X_sol_out1_ana, NTU_val, Cr_val,
epsilon_T_num_val] = intercambiador_membrana(T_air_in_supply_K,
W_air_in_supply, T_sol_in_K, X_sol_in);

            [~, ~, T_sol_out2, ~, ~, ~, ~, ~] =
intercambiador_membrana(T_air_in_exh_K, W_air_in_exh,
T_sol_out1, X_sol_out1);

            if abs(T_sol_out2 - T_sol_in_K) < tol
                converged = true;
                break;
            end
            T_sol_in_K = T_sol_out2;
        end
    end
end

```

```

        if ~converged
            warning('No se alcanzó convergencia en día %d, hora %d',
                d, h);
        end

        % Guardar resultados
        T_ramee_out(d,h) = T_out1 - 273.15;
        W_ramee_out(d,h) = W_out1;
        T_ramee_out_ana(d,h) = T_out1_ana - 273.15;
        W_ramee_out_ana(d,h) = W_out1_ana;
        NTU_T(d,h) = NTU_val;
        Cr_T(d,h) = Cr_val;
        epsilon_T_num(d,h) = epsilon_T_num_val;

        % Actualizar barra de progreso
        progress = ((d-1)*n_horas + h) / (n_dias * n_horas);
        waitbar(progress, h_wait, sprintf('Simulando día %d/%d,
hora %d/%d...', d, n_dias, h, n_horas));
    end
end
close(h_wait);

%% === PARTE 3: CÁLCULO DE ENERGÍA ACUMULADA ===
T_set = T_air_in_exh_C; RH_set = RH_in_exh;
Cp = 1010; h_fg = 2.5e6; Rda = 287.042;

% Precalcular humedad de salida objetivo
Pv_out = RH_set * Psat(T_set);
W_out = 0.622 * Pv_out / (P - Pv_out);

E_sensible_dia = zeros(n_dias,1);
E_latente_dia = zeros(n_dias,1);
E_sensible_dia_ana = zeros(n_dias,1);
E_latente_dia_ana = zeros(n_dias,1);

for d = 1:n_dias
    Qs = 0; Ql = 0;
    Qs_ana = 0; Ql_ana = 0;

    for h = 1:n_horas
        T_in = T_ramee_out(d,h);
        W_in = W_ramee_out(d,h);
        T_in_ana = T_ramee_out_ana(d,h);
        W_in_ana = W_ramee_out_ana(d,h);

        if isnan(T_in) || isnan(W_in), continue; end

        T_K = T_in + 273.15;
        T_K_ana = T_in_ana + 273.15;

        rho = (P / (Rda * T_K * (1 + 1.1608 * W_in))) * (1 +
W_in);
        rho_ana = (P / (Rda * T_K_ana * (1 + 1.1608 *
W_in_ana))) * (1 + W_in_ana);

        m_dot = rho * vol;
    end
end

```

```

m_dot_ana = rho_ana * vol;

Qs = Qs + m_dot * Cp * (T_set - T_in);
Ql = Ql + abs(m_dot * h_fg * (W_in - W_out));

Qs_ana = Qs_ana + m_dot_ana * Cp * (T_set - T_in_ana);
Ql_ana = Ql_ana + abs(m_dot_ana * h_fg * (W_in_ana -
W_out));
end
E_sensible_dia(d) = Qs / 3.6e6;
E_latente_dia(d) = Ql / 3.6e6;
E_sensible_dia_ana(d) = Qs_ana / 3.6e6;
E_latente_dia_ana(d) = Ql_ana / 3.6e6;
end
%% === PARTE 4: AGRUPACIÓN MENSUAL Y COMPARACIÓN ===
meses_unicos = unique(meses);
n_meses = length(meses_unicos);

E_sensible_mes = zeros(n_meses,1);
E_latente_mes = zeros(n_meses,1);
E_sensible_mes_ana = zeros(n_meses,1);
E_latente_mes_ana = zeros(n_meses,1);
NTU_T_mes = zeros(n_meses,1);
Cr_T_mes = zeros(n_meses,1);
epsilon_T_num_mes = zeros(n_meses,1);

meses_nombres =
{'Enero', 'Febrero', 'Marzo', 'Abril', 'Mayo', 'Junio', 'Julio', 'Agosto',
'Septiembre', 'Octubre', 'Noviembre', 'Diciembre'};

fprintf('\n--- COMPARACIÓN DE ENERGÍA POR MES ---\n');
for i = 1:n_meses
    mes_actual = meses_unicos(i);
    idx = meses == mes_actual;

    E_sensible_mes(i) = sum(E_sensible_dia(idx));
    E_latente_mes(i) = sum(E_latente_dia(idx));
    E_sensible_mes_ana(i) = sum(E_sensible_dia_ana(idx));
    E_latente_mes_ana(i) = sum(E_latente_dia_ana(idx));
    NTU_T_mes(i) = mean(NTU_T(idx));
    Cr_T_mes(i) = mean(Cr_T(idx));
    epsilon_T_num_mes(i) = mean(epsilon_T_num(idx));

    % Cálculo de errores
    sens_num = E_sensible_mes(i);
    sens_ana = E_sensible_mes_ana(i);
    lat_num = E_latente_mes(i);
    lat_ana = E_latente_mes_ana(i);

    err_sens = abs((sens_num - sens_ana) / sens_ana) * 100;
    err_lat = abs((lat_num - lat_ana) / lat_ana) * 100;

    fprintf('%s:\n', meses_nombres{mes_actual});
    fprintf(' Sensible: Num = %.4f kWh | Ana = %.4f kWh | Error
= %.2f %%\n', sens_num, sens_ana, err_sens);

```

```

    fprintf(' Latente : Num = %.4f kWh | Ana = %.4f kWh | Error
= %.2f %%\n', lat_num, lat_ana, err_lat);
    fprintf(' Effic_T_num : %.4f\n\n', epsilon_T_num_mes(i));
end
%% === PARTE 5: MÉTRICAS ASHRAE GUIA 14 ===
% p: número de parámetros ajustados durante la calibración.
% Si no ajustaste parámetros, deja p = 0.
p = 0;

%% Métricas por mes usando datos DIARIOS
for i = 1:n_meses
    mes_actual = meses_unicos(i);
    idx = find(meses == mes_actual);

    % Sensible diario
    M_d = E_sensible_dia_ana(idx);
    S_d = E_sensible_dia(idx);
    n_d = sum(isfinite(M_d) & isfinite(S_d));
    if n_d >= 2
        meanM = mean(M_d);
        SE = sum(M_d - S_d);
        RMSE = sqrt(sum((M_d - S_d).^2) / max(1, (n_d - p)));
        NMBE_d = (SE / (max(1, (n_d - p)) * meanM)) * 100;
        CVRMSE_d = (RMSE / meanM) * 100;
        fprintf('Mes %s | Sensible diario: NMBE = %+5.2f %% |
CV(RMSE) = %5.2f %% | n = %d\n', ...
                meses_nombres{mes_actual}, NMBE_d, CVRMSE_d, n_d);
    end

    % Latente diario
    M_d = E_latente_dia_ana(idx);
    S_d = E_latente_dia(idx);
    n_d = sum(isfinite(M_d) & isfinite(S_d));
    if n_d >= 2
        meanM = mean(M_d);
        SE = sum(M_d - S_d);
        RMSE = sqrt(sum((M_d - S_d).^2) / max(1, (n_d - p)));
        NMBE_d = (SE / (max(1, (n_d - p)) * meanM)) * 100;
        CVRMSE_d = (RMSE / meanM) * 100;
        fprintf('Mes %s | Latente diario: NMBE = %+5.2f %% |
CV(RMSE) = %5.2f %% | n = %d\n', ...
                meses_nombres{mes_actual}, NMBE_d, CVRMSE_d, n_d);
    end
end
end
toc;

```

```

function [T_air_out_K, W_air_out, T_sol_out_K,
X_sol_out, T_air_out_ana_K, W_air_out_ana_val, T_sol_out_ana_K,
X_sol_out_ana_val, ...
        NTU_val, Cr_val, epsilon_T_num_val] = ...
        intercambiador_membrana(T_air_in_K, W_air_in,
T_sol_in_K, X_sol_in)

%% === PARÁMETROS GENERALES ===
% Condiciones de entrada
T_air_in = T_air_in_K; % Temperatura entrada
aire (K)
T_sol_in = T_sol_in_K; % Temperatura entrada
solución (K)
T_sol_in_C = T_sol_in - 273.15;

% Geometría del intercambiador
x0 = 1; % Longitud intercambiador
(m)
y0 = 0.5; % Altura intercambiador (m)
xi = 0.075; % Longitud parte abierta en
cabezal de la solución (m)
d_L = 0.0027; % Tamaño del canal de la
solución (m)
d_A = 0.0044; % Tamaño del canal de
aire(m)
dx = 0.01; % Paso espacial x (m)
dy = 0.01; % Paso espacial y (m)
Nx = round(x0/dx)+1; Ny = round(y0/dy)+1;

% Propiedades físicas y constantes
Po = 101080; % presión
atmosferica a nivel del mar (Pa)
alt = 3283; % altura a nivel del
mar (m)
P_z = Po * (1 - (2.25577e-5) * alt)^5.2559; % presión del aire
en función a la altura (Pa)
Rda = 287.042; % constante de gas
de aire seco (J/(kg.k))
rho_air = P_z*(1+W_air_in)/(Rda*T_air_in*(1+1.608*W_air_in)); %
densidad del aire (kg/m^3)
rho_sol = 1051.7797 - 0.2776*T_sol_in_C - 2.4339e-
3*T_sol_in_C^2; % densidad del etilenglicol al 30% (kg/m^3)
cp_air = 1010; % capacidad
calorífica del aire (J/(kg.K))
cp_sol = 3588.554 + 2.8441*T_sol_in_C - 1.135e-4*T_sol_in_C^2; %
capacidad calorífica de la solución (J/(kg.K))
h_fg = 2.5e6; % calor latente
vaporización agua (J/kg)
vel_air = -2; % velocidad del aire
(m/s)
vel_sol = 0.5; % velocidad de la
solución (m/s)
Re_air = abs(vel_air)*d_A/1.5e-5; % número de Reynolds
Sh = 0.332*Re_air^0.5*0.6^(1/3); % número de Sherwood
Dab = 2.5e-5; % coeficiente de
difusión para vapor de agua en aire

```

```

hm_air = Sh*Dab/d_A; % coeficiente de
transferencia de masa convectiva
k_m = 1.66e-6; % permeabilidad de
la membrana (kg/(m.s))
esp_memb = 0.0002; % espesor de la
membrana (m)
U_m = (1/hm_air + esp_memb/k_m)^-1; % coeficiente global
de transferencia de masa (kg/(m^2.s))
Nu_air = 8.23; % número de Nusselt
k_air = 0.0263; % conductividad
térmica del aire (W/m-K)
d_hA=4*d_L*xi/(2*d_L+2*xi); %radio hidraulico
del conducto de aire
h_air = Nu_air*k_air/d_hA; % coeficiente de
transferencia de calor por convección del aire (W/(m^2.K))
k_sol = 0.42906 + 1.3396e-3*T_sol_in_C - 5.9288e-
6*(T_sol_in_C^2); % conductividad térmica de la solución (W/m-K)
Nu_sol = 8.23; % número de Nusselt
d_hL= 4*d_A*y0/(2*d_A+2*y0); %radio hidraulico
del conducto de la solución
h_sol = Nu_sol*k_sol/d_hL; % coeficiente de
transferencia de calor por convección de la solución (W/(m^2.K))
k = 0.3; % conductividad
térmica de la membrana (W/m-K)
U = (1/h_sol + esp_memb/k + 1/h_air)^-1; % coeficiente global
de transferencia de calor (W/(m^2.K))

m_dot_air = abs(rho_air * vel_air * d_A * y0); % flujo másico
del aire (kg/s)
m_dot_sol = rho_sol * vel_sol * xi * d_L; % flujo másico
de la solución (kg/s)

C_air = m_dot_air * cp_air; % tasa de capacidad
calorífica del aire
%% === INICIALIZACIÓN ===
Psi = zeros(Nx,Ny);
T_air = T_air_in * ones(Nx,Ny);
T_sol = T_sol_in * ones(Nx,Ny);
W_air = W_air_in * ones(Nx,Ny);
X_sol = X_sol_in * ones(Nx,Ny);
W_sol = zeros(Nx,Ny);
u_sol = zeros(Nx,Ny);
v_sol = zeros(Nx,Ny);

tol = 1e-6; max_iter = 1000;

%% === CÁLCULO DE CORRIENTE (Psi) ===
Psi(:,1) = 0;
Psi(:,end) = 0;
Psi(1,:) = 0;
Psi(end,:) = 0;
v_in = -m_dot_sol / (rho_sol * xi * d_L);

for iter = 1:max_iter
    Psi_old = Psi;
    for i = 2:Nx-1

```

```

        for j = 2:Ny-1
            Psi(i,j) = 0.25*(Psi(i+1,j)+Psi(i-
1,j)+Psi(i,j+1)+Psi(i,j-1));
        end
    end
    for i = 1:Nx
        Psi(i,1) = Psi(i,2) - v_in * dy;
        Psi(i,end) = Psi(i,end-1) + v_in * dy;
    end
    if max(abs(Psi(:)-Psi_old(:))) < tol, break; end
end

%% === VELOCIDADES ===
for i = 2:Nx-1
    for j = 2:Ny-1
        u_sol(i,j) = (Psi(i,j+1)-Psi(i,j-1))/(2*dy);
        v_sol(i,j) = -(Psi(i+1,j)-Psi(i-1,j))/(2*dx);
    end
end

%% 5. TRANSFERENCIA MASA Y CALOR
max_iter_trans = 100;
a = 675;
relax = 0.1;
for iter_trans = 1:max_iter_trans
    for i = 1:Nx
        for j = 1:Ny
            W_sol(i,j) = (X_sol(i,j) / (1 - X_sol(i,j))) * exp(-
a / T_sol(i,j));
        end
    end

    % Guardar valores anteriores
    W_air_old = W_air; X_sol_old = X_sol;
    T_air_old = T_air; T_sol_old = T_sol;

% === MASA aire
for j = Ny-1:-1:1
    for i = 1:Nx
        A = 2*U_m*x0*dy/m_dot_air;
        W_air(i,j) = (W_air(i,j+1) + A*W_sol(i,j)) / (A+1);
    end
end

% === MASA líquido
for i = 2:Nx-1
    for j = 2:Ny-1
        dXdX = (X_sol(i+1,j) - X_sol(i-1,j)) / (2*dx);
        dXdY = (X_sol(i,j+1) - X_sol(i,j-1)) / (2*dy);
        RHS = (2 * U_m * (W_air(i,j) - W_sol(i,j))) /
(rho_sol * d_L);
        LHS = u_sol(i,j) * dXdX + v_sol(i,j) * dXdY;
        X_sol(i,j) = X_sol(i,j) + relax * (RHS - LHS);
        X_sol(i,j) = max(min(X_sol(i,j), 0.999), 1e-6);
    end
end
end

```

```

% === CALOR aire
for j = Ny-1:-1:1
    for i = 1:Nx
        q_dot = 2*U*(T_air(i,j+1) - T_sol(i,j+1));
        T_air(i,j) = T_air(i,j+1) - (q_dot * dy * x0)/(C_air);
    end
end

% === CALOR líquido
for i = 2:Nx-1
    for j = 2:Ny-1
        % Derivadas espaciales
        dTdx_sol = (T_sol(i+1,j) - T_sol(i-1,j)) / (2*dx);
        dTdy_sol = (T_sol(i,j+1) - T_sol(i,j-1)) / (2*dy);

        % Términos de convección
        conv_sol = rho_sol * cp_sol * d_L * (u_sol(i,j) *
dTdx_sol + v_sol(i,j) * dTdy_sol);

        % Términos de transferencia de calor
        Q_sensible = 2 * U * (T_air(i,j) - T_sol(i,j));
        Q_latente = 2 * U_m * h_fg * (W_air(i,j) - W_sol(i,j));

        % Actualización de temperatura de la solución
        T_sol(i,j) = T_sol(i,j) + (Q_sensible + Q_latente -
conv_sol) / (rho_sol * cp_sol * d_L);
    end
end

%% CONDICIONES DE FRONTERA

T_air(end,:) = T_air_in; W_air(end,:) = W_air_in;
x_i_index = round(xi/dx)+1;
T_sol(1:x_i_index,1) = T_sol_in;
X_sol(1:x_i_index,1) = X_sol_in;

err = max([max(abs(T_air(:)-T_air_old(:))),
max(abs(T_sol(:)-T_sol_old(:)))]);
if mod(iter_trans, 100) == 0
    fprintf('Iter %d: Error = %.3e\n', iter_trans, err);
end
if err < tol, break; end
end

%% === RESULTADOS NUMÉRICOS ===
T_air_out_K = mean(T_air(1,:));
W_air_out = mean(W_air(1,:));
T_sol_out_K = mean(T_sol(:,end));
X_sol_out = mean(X_sol(:,end));
epsilon_T_num = (T_air_in - T_air_out_K) / (T_air_in -
T_sol_in);

%% === RESULTADOS ANALÍTICOS ===
C_air = m_dot_air * cp_air;

```

```

C_sol = m_dot_sol * cp_sol;
C_min = min(C_air, C_sol);
C_max = max(C_air, C_sol);
Cr = C_min / C_max;

A = x0 * y0;
NTU_T = 2*U * A / C_min;
epsilon_T = 1 - exp((-NTU_T^0.22) * (exp(-Cr * (NTU_T^0.78))));

T_air_out_ana = T_air_in - epsilon_T * (T_air_in - T_sol_in);
T_sol_out_ana = T_sol_in + (C_air / C_sol) * (T_air_in -
T_air_out_ana);

C_min_m = m_dot_air;
C_max_m = m_dot_sol;
Cr_m = C_min_m / C_max_m;
UA_m = U_m * A;
NTU_m = 2*UA_m / C_min_m;
epsilon_m = 1 - exp(-NTU_m^0.22 * exp(-Cr_m * NTU_m^0.78));

T_sol_C = T_sol_in - 273.15;
p_sat_agua = 610.78 * exp(17.27 * T_sol_C / (T_sol_C + 237.3));
p_vapor_real = (1 - X_sol_in) * p_sat_agua;
w_eq = 0.622 * p_vapor_real / (P_z - p_vapor_real);

W_air_out_ana = W_air_in + epsilon_m * (w_eq - W_air_in);
X_sol_out_ana = X_sol_in + (m_dot_air / m_dot_sol) * (W_air_in -
W_air_out_ana);

%% === SALIDAS ===
T_air_out_ana_K = T_air_out_ana;
T_sol_out_ana_K = T_sol_out_ana;
W_air_out_ana_val = W_air_out_ana;
X_sol_out_ana_val = X_sol_out_ana;

NTU_m_val = NTU_m;
NTU_val = NTU_T;
Cr_val = Cr_m;
epsilon_T_val = epsilon_T;
epsilon_T_num_val = epsilon_T_num;
end

```

ANEXO D: DATA TERMOHIGROMÉTRICA

DIA	7:00 a. m.		8:00 a. m.		9:00 a. m.		10:00 a. m.		11:00 a. m.		12:00 p. m.		1:00 p. m.		2:00 p. m.		3:00 p. m.		4:00 p. m.		5:00 p. m.	
	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)
01-Dic	13.8	68	15.4	62	18.4	54	20.5	39	22.1	29	24.4	27	29.4	20	26.1	23	23.5	25	22.1	33	21.5	42
02-Dic	12.9	70	16.1	62	19.2	54	22	43	25.5	37	27.6	29	35.7	24	27	28	23.5	30	22.8	31	21.1	39
03-Dic	13.1	68	15.6	63	18.6	60	21	49	20.5	48	19.4	46	22.7	42	20.6	41	22.4	39	20.4	35	18.5	40
04-Dic	13.8	65	17.7	58	18.6	52	21.1	43	22.9	42	24.6	33	30	24	24.5	27	22.1	28	18.6	32	17.9	40
05-Dic	13.3	68	15.4	62	18.4	54	20.5	39	22.1	29	24.4	27	29.4	20	26.1	23	23.5	25	22.1	33	21.5	42
06-Dic	13.9	69	16.6	57	21.1	51	22.5	40	25.9	33	30.5	24	33.2	20	29.5	22	26.4	28	23.2	30	22	38
07-Dic	12.4	66	15.4	62	18.4	58	20.8	49	21.9	44	22.6	40	23	40	21.2	42	20.8	44	20.1	48	19.1	45
08-Dic	13.9	65	17.5	56	18	50	21.1	44	22.5	40	24.6	36	23.4	32	22.8	38	21.6	38	20.8	40	19.6	42
09-Dic	13.8	69	16.8	47	19.8	41	21.5	30	23.8	28	26.5	20	29.8	20	28.2	22	26.2	28	24.8	30	22.8	34
10-Dic	13.2	64	15.6	59	17.7	41	19.6	34	21.9	31	24.8	28	26.8	24	19.7	42	19.1	44	18.6	48	17.8	50
11-Dic	13.8	68	16.3	58	17.1	46	19.7	46	23.1	40	25.8	30	30.8	21	22.7	31	21.6	38	19.8	42	18.1	45
12-Dic	12.6	66	13.7	59	15.6	50	18.2	42	20.8	38	22.5	34	25.3	30	27	27	24.6	25	22.8	29	20.4	34
13-Dic	13.1	68	16.5	57	17.9	46	19.9	40	22.5	36	24.6	33	27.4	30	26.9	35	24.1	33	23.4	33	21.1	36
14-Dic	13.8	64	15.6	59	17.7	41	19.6	34	21.9	31	24.8	28	26.8	24	20.5	42	19.1	44	18.6	48	17.8	50
15-Dic	12.7	70	16.1	62	19.2	54	22	43	25.5	37	27.6	29	35.7	24	27	28	23.5	30	22.8	31	21.1	39
16-Dic	13.1	70	13.8	68	14.8	60	16.7	51	17.9	45	20.8	38	22.8	35	22	32	21.2	38	20.6	42	18.9	45
17-Dic	12.4	64	16.6	56	17.9	48	21.2	42	23.6	35	25.3	32	28.5	28	26.7	22	24.8	29	23.2	30	22	38
18-Dic	13.4	67	14.5	61	16.3	58	19.8	48	22.9	39	26.4	33	28.3	28	26.8	25	23.9	30	22.6	34	21.2	35
19-Dic	13.1	70	14.5	63	17.8	50	19.6	44	22.3	39	23.8	35	24	30	20.5	35	21.6	33	20.8	38	20	46
20-Dic	12.7	68	16.6	61	18.4	52	20.2	45	22.8	38	26.5	33	31	27	28.5	29	28.2	32	23.8	40	20.9	45
21-Dic	12.5	70	15.1	62	17	58	18.9	50	20.8	44	23.4	34	29.2	26	27.5	24	25.1	30	23.4	36	21.2	40
22-Dic	13.2	68	15.5	57	16.9	46	19.7	40	22.5	36	24.6	33	27.4	30	26.9	35	24.1	33	23.4	33	21.1	39
23-Dic	13.8	62	17.6	53	18	50	21.1	44	22.5	40	24.6	36	26.5	24	19.7	42	19.1	44	18.6	48	17.8	50
24-Dic	11.9	69	14.1	50	17.8	45	21.6	35	23.8	33	26.5	25	29.6	20	28.2	22	26.2	28	24.8	30	22.8	38
25-Dic	12.1	67	14.5	61	16.3	56	19.8	48	22.9	39	26.4	33	28.3	28	26.8	25	23.9	30	22.6	34	21.2	40
26-Dic	11.8	60	13.5	55	17.8	48	21.3	39	23.8	35	25.8	30	27.4	28	28.9	25	26.4	30	23.5	38	20.1	45
27-Dic	12.2	66	15.4	62	18	53	22	43	25.5	37	27.6	29	31	24	27	28	23.5	30	22.8	31	21.1	36
28-Dic	11.9	73	13.3	69	17.1	50	21.1	41	24.9	32	27.5	20	31	20	28.2	21	26	28	23.2	30	22	35
29-Dic	12	68	13.9	56	16.8	48	19.9	42	23.6	35	25.3	28	28.1	20	26.7	22	24.8	29	23.2	30	22	33
30-Dic	12.8	67	14.5	61	16.2	47	18.2	42	20.8	38	22.5	34	25.6	28	20.5	42	19.1	44	18.6	48	17.8	50
31-Dic	13.8	65	14.6	60	17.3	56	20.9	49	20	48	19.4	50	20	45	21	40	20.8	39	19.1	40	18.5	44
01-Ene	13.5	68	15.6	59	17.7	41	19.6	34	21.9	31	24.8	28	28.7	25	25.8	35	20.1	50	15.2	55	13.1	58
02-Ene	11.5	72	12.8	66	13.5	59	15.2	51	17.2	48	18.1	44	16.8	50	12.2	61	12.8	60	13.1	58	12.8	59
03-Ene	11.3	78	12	68	12.4	60	14.8	50	19.5	38	24.9	30	28.2	24	26.8	23	24.1	30	22.8	31	22.1	35
04-Ene	12.5	65	14.3	60	15.2	55	17.4	48	18.6	40	20.5	36	21.8	32	21	33	20.8	35	19.1	40	18.2	48
05-Ene	11.6	73	13.3	69	17.1	50	21.1	41	24.9	32	27.5	20	31	20	28.2	21	26	28	23.2	30	22	38
06-Ene	10.6	78	12.7	63	14.4	56	16.8	48	18.9	39	25.1	30	28.6	28	26.4	25	25	28	23.2	30	21.9	35
07-Ene	13.8	65	17.6	53	18	50	21.1	44	22.5	40	24.6	36	27	27	26.1	23	23.5	25	22.1	33	21.5	42
08-Ene	12.7	68	14.1	62	16.8	54	19.4	42	22.8	36	26	30	27.7	22	22.7	23	23.4	28	21.8	39	20	44
09-Ene	12.1	67	13.2	63	14.5	55	15.7	49	16.2	44	20.1	38	20.5	38	20.3	40	19.8	42	19.5	44	18.1	48
10-Ene	11.8	70	12.6	61	14.8	54	17.5	44	23.6	35	27.5	28	30.1	25	27.8	26	25.1	28	24.8	30	23.4	32
11-Ene	12.6	71	13.7	62	15.1	54	17.2	42	19.7	36	22.6	32	21.4	35	19.9	36	18.8	40	18.5	43	18	50
12-Ene	11.9	68	12.9	60	15.4	52	18	45	21.8	36	24.5	32	23.9	34	23.1	34	24.2	31	22.8	38	20.1	46
13-Ene	10.5	72	11.5	68	14.8	68	16.4	60	20.8	48	26	30	32.1	20	28.6	20	25.6	25	23.4	28	22	30
14-Ene	11.3	65	14.9	56	16.7	43	19.7	40	22.5	36	24.6	28	30.4	20	28.2	22	26.2	28	24.8	30	22.8	38
15-Ene	10.6	68	13.3	56	17.1	44	21.1	39	24.9	30	27.5	20	30	20	28.2	21	26	28	23.2	30	22	38
16-Ene	10.7	72	12.2	65	14.1	59	15.9	48	17.5	42	18.8	46	20	39	20.9	35	21.1	37	20.4	42	18.2	53
17-Ene	11.3	66	13.5	55	17.8	48	21.3	39	23.8	35	25.8	30	27.4	28	28.9	25	26.4	30	23.5	38	20.1	45
18-Ene	11.3	75	12.9	67	14.6	59	16.1	48	18.1	40	22.4	41	21.8	43	21.1	45	20.3	46	19	48	17	51
19-Ene	11.4	70	13.6	61	15	55	16.5	45	18.3	38	20	34	22.8	32	22.1	34	21.1	35	19.8	40	18	46
20-Ene	11.5	71	12	66	13.2	60	14	51	16.5	45	17.8	42	19	40	20.9	40	19.8	44	19.2	47	17.2	50
21-Ene	11	72	11.9	68	12.3	62	13.1	58	14.6	52	16.1	50	17.9	46	18.2	45	18	45	17.5	48	17	51
22-Ene	13.3	70	15.6	60	18.8	46	20.1	39	22.3	35	24.8	30	26.2	31	24.8	35	22	38	20.4	43	18.4	48
23-Ene	12.6	65	13.7	59	15.6	50	18.2	42	20.8	38	22.5	34	25.3	30	27	27	24.6	25	22.8	29	20.4	38
24-Ene	13.5	64	14.2	59	16.9	46	19.7	40	22.5	36	24.6	33	27.9	26	26.7	22	24.8	29	23.2	30	22	38
25-Ene	11.8	64	13.1	51	16.8	42	20.9	35	23.4	30	26.5	26	29.4	22	26.8	25	23.9	30	22.6	34	20.4	40
26-Ene	12.4	70	13.5	66	15.1	60	16.3	51	17	45	18.4	40	19	40	18.6	40	18.3	45	17.8	48	17.2	53
27-Ene	12.7	70	13.4	66	14	59	15.5	55	16.6	48	18	44	18.9	40	18.4	40	18	43	16.8	50	15.5	55
28-Ene	12	65	13.9	56	16.8	48	19.9	42	23.6	35	25.3	28	28.1	20	26.7	22	24.8	29	23.2	30	22	38
29-Ene	12.9	66	14.5	57	17.9	46	20	40	22.5	36	25.2	33	27.7	27	24.9	30	20.9	33	20.5	34	19.8	40
30-Ene	12	68	14.5	58	16.2	48	18.5	44	20.2	38	21.9	35	23.5	28	24	30	23.1	33	21.8	38	19.7	44
31-Ene	12.5	75	13.2	69	14.6	60	16.6	49	19.3	41	20.1	34	20	32	21.6	30	21.1	30	20.8	36	19.8	40
01-Feb	12.3	70	13.7	65	13.5	49	17.6	50	20.7	41	22.7	38	25.8	30	23.8	31	22.2	35	20.4	39	18.3	46
02-Feb	11.4	78	13.1	70	15.2																	

DIA	7:00 a. m.		8:00 a. m.		9:00 a. m.		10:00 a. m.		11:00 a. m.		12:00 p. m.		1:00 p. m.		2:00 p. m.		3:00 p. m.		4:00 p. m.		5:00 p. m.	
	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)
16-Feb	9.5	77	12.5	64	14.8	56	17.2	48	19.3	40	21	35	23.7	30	23	32	22.4	35	21.2	38	19.1	45
17-Feb	11.7	75	13.4	65	18.4	59	20.8	52	24.2	35	22.2	37	24.8	33	23.3	33	22.9	32	21.1	35	19.3	43
18-Feb	10.9	78	11.8	68	13	52	15.8	44	18.4	38	20.8	33	22.2	31	22	31	21.4	34	21	34	20.5	38
19-Feb	11.6	78	13.6	69	17.4	52	19.4	48	22.3	38	24.4	31	25.6	26	24.8	30	22	35	20.4	39	18.4	42
20-Feb	12	66	14.5	57	17.3	50	19.4	48	20.3	45	21.4	37	22.3	32	21.6	33	21.1	33	20.8	38	19.8	42
21-Feb	12.7	70	15.6	60	17.8	54	18.5	44	20.2	38	21.9	35	23.1	34	23.6	33	24.2	31	22.8	38	20.1	42
22-Feb	10.8	80	11.1	74	13.2	68	15.5	60	17.8	55	19.3	48	21.4	42	22	40	21.1	40	19.8	44	18.5	48
23-Feb	12.3	74	15.8	61	18.6	54	20.6	46	21.8	38	23	30	20	38	18.4	43	17.5	45	18.5	48	18	48
24-Feb	11.1	66	14.3	51	16.2	48	18.5	44	20.2	38	21.9	35	22.9	33	22.4	35	21.8	35	20.2	38	19.1	40
25-Feb	10.2	76	14.8	61	15.2	58	21.5	48	19.6	40	22	32	25.7	27	24.4	28	23.1	30	22.4	32	21	36
26-Feb	9	75	11.5	68	15.3	56	17.1	47	19.8	40	22.2	34	24.3	30	23.6	30	22.8	33	22	34	21.6	37
27-Feb	12.8	78	15.9	70	15.1	62	20.8	44	22	38	24.1	33	26	30	24.4	28	23.2	29	21.7	34	19.3	42
28-Feb	12.2	73	15.2	65	17.5	58	20.1	48	21.4	43	22	34	22.8	28	23.5	30	22.8	33	22.1	34	20	40
01-Mar	12.7	78	14	65	13.8	56	15.3	48	17.2	45	19.6	40	21.3	38	20.8	38	18.8	40	17.1	42	16.3	43
02-Mar	12.4	74	14.8	68	13.5	60	15.2	52	16.8	46	18	42	18.7	40	16.9	40	16.4	42	15.9	44	15	48
03-Mar	11.8	75	13.4	61	18.4	53	20.8	48	24.2	35	22.2	32	20.2	38	23.1	36	22	37	18.5	39	17.1	42
04-Mar	12	70	13.7	65	15.5	50	17.6	43	20.7	38	22.7	34	23.5	30	21.8	34	20.1	38	15.2	40	13.1	44
05-Mar	11	78	13.1	69	14.2	58	16	50	17.8	44	19.6	39	20.5	35	23.3	32	22.9	32	21.1	35	19.3	40
06-Mar	12.5	78	13	68	11.2	60	12.1	55	13.5	48	14.7	42	16.4	37	18.1	34	20.3	32	19	35	18.4	38
07-Mar	10.7	70	12.4	62	14.3	53	16.7	45	18	40	20	38	22.6	35	23	30	22.4	32	21.9	34	19.5	38
08-Mar	11.8	77	13.2	65	15.4	54	21.2	46	22.3	40	24	35	25.1	30	23.8	33	22.2	36	20.4	39	18.3	44
09-Mar	11.5	75	13.4	60	18.4	52	20.8	44	24.2	35	22.2	37	20.2	39	22.1	36	21.2	35	18.5	40	17.1	42
10-Mar	10.5	76	12	62	13.3	56	16.8	43	19.1	38	21.9	35	23.7	32	23	33	22.4	33	21.2	34	19.1	39
11-Mar	9.9	78	11.1	68	13.2	60	15.1	52	18.9	46	20.7	42	22.9	38	22.1	37	21	40	20.1	40	17.8	43
12-Mar	11.3	78	13.6	69	17.4	52	19.4	48	20.3	44	21.4	38	20.8	39	18.4	42	17.5	42	18.5	41	18	42
13-Mar	10.6	80	11.1	71	13.2	68	15.5	59	17.8	52	19.3	46	21.5	42	22	40	21.1	40	19.8	42	18.5	46
14-Mar	11.8	70	13.7	65	13.5	58	17.6	50	20.7	44	22.7	40	23.5	36	21.5	38	14.9	46	15.1	45	14.8	48
15-Mar	11.5	78	13.1	68	15.2	62	17.9	53	20.7	43	21.9	40	17.3	42	17	43	18.4	42	17.3	44	15.8	46
16-Mar	11.3	78	12.9	65	15.1	58	18.5	46	20.2	40	22	36	23.5	33	16	40	15.1	43	15.5	44	14.6	45
17-Mar	12.5	75	15.2	63	16.7	50	18.4	42	22.1	36	23.9	31	22.3	33	25.3	29	22.9	34	16.2	40	14.1	42
18-Mar	12.8	78	15.9	68	15.1	56	20.8	44	20.5	45	20.4	45	14.2	47	14.7	47	22.9	42	17	44	16.4	48
19-Mar	11.6	75	13.4	65	18.4	55	20.8	46	24.2	35	22.2	37	20.2	30	19.8	30	19.2	31	18.5	35	17.1	40
20-Mar	9.7	76	11.6	66	13.4	57	15.1	49	18.9	40	20.7	36	22.9	33	22.1	33	21	35	20.1	38	17.8	42
21-Mar	11	72	11.9	68	12.3	62	13.1	55	14.6	52	16.1	50	17.9	46	18.2	45	18	45	17.5	48	17	51
22-Mar	12.4	73	15.2	65	17.5	58	20.1	48	21.4	41	22	34	23.8	28	23.5	30	22.8	33	22.1	34	20	40
23-Mar	10.6	76	12	68	13.3	56	16.8	46	19.1	39	21.9	33	23.7	30	23	31	22.4	34	21.2	38	19.1	42
24-Mar	11.9	78	14.5	62	18.8	55	21.5	42	22.3	37	25.9	31	18.6	37	19.5	36	22.9	34	22.2	39	21.6	40
25-Mar	11.4	77	13.2	64	14.7	58	19	43	23.3	38	23.6	31	18.7	38	16.1	43	18.8	42	16	45	16.8	45
26-Mar	8.9	74	11.3	64	13.8	58	15.4	48	17	42	19.1	36	21.9	32	18.2	40	17	44	16.1	46	15	52
27-Mar	10.8	76	14.8	61	15.2	58	21.5	48	19.6	38	22	32	25.7	28	24.4	30	23.1	31	22.4	32	21	36
28-Mar	11.8	70	14.3	63	18.4	52	19.8	44	22.3	37	25.2	30	18.3	38	15.1	40	14.8	41	15	40	13.8	43
29-Mar	9.5	77	12.5	64	14.8	56	17.2	48	19.3	38	21	35	22.8	30	21.3	31	20.1	36	19.6	40	18.4	44
30-Mar	9.8	77	11.3	70	13.9	61	16.7	49	19.4	38	22.4	32	24.2	28	23.1	30	21.8	34	19.8	38	17.1	46
31-Mar	10.3	78	14.5	73	14.1	61	18.1	46	23.8	37	25.3	31	21.2	36	18.2	38	18.2	40	19.3	42	19	42
01-Abr	11.4	77	11.9	72	13.4	66	13	58	14.4	50	18.6	44	20	38	19.5	36	20.8	37	19.4	38	17.3	40
02-Abr	11.7	78	12.7	70	14.7	62	16.3	54	18.1	40	21.4	36	23.8	30	22.7	31	22	32	21.4	33	20.3	37
03-Abr	12.2	70	16.3	62	18.2	57	20.9	47	22.1	41	14.6	48	13.7	48	18.7	42	18	42	17.5	44	17.1	48
04-Abr	11.9	72	13.1	63	15.1	46	20.3	48	23.7	39	24.9	32	22.5	35	20.7	38	22.2	35	21.8	40	20.3	42
05-Abr	12.7	75	14	68	15	53	17.8	42	19.1	36	18.7	38	18.4	40	20.1	38	19.9	38	18.6	40	17.9	44
06-Abr	9.9	78	11.2	72	13.6	64	15	53	17.9	42	19.2	37	22	34	21.8	33	20.8	38	20	39	19.4	42
07-Abr	10.7	78	12.1	69	14.8	57	17.9	45	20.3	38	22.9	33	23.5	29	22.4	30	22	31	21.3	33	20.4	37
08-Abr	12.4	70	16.9	65	18.5	55	22.7	42	23.6	34	25.3	28	23.3	30	22.1	32	21.8	33	23.4	36	21.4	40
09-Abr	12.3	74	15.8	61	18.6	54	20.6	46	21.8	38	23	30	25.2	28	24.4	28	23.2	29	21.7	34	19.3	38
10-Abr	10.9	77	12.5	68	14.3	57	16.5	45	18.4	36	22.3	30	24.1	28	23.6	28	23	30	22.5	33	21.8	35
11-Abr	12	76	15.4	63	18.1	57	20.1	41	22	37	21.7	32	25.3	29	24.8	31	23.6	32	23	32	22.2	36
12-Abr	8.8	80	11.1	73	13.2	65	15.1	58	18.9	48	20.7	42	22.9	35	22.1	38	21	40	20.1	42	17.8	44
13-Abr	9	80	11.6	68	13.4	57	16.4	49	19.9	40	22.7	36	23.6	33	22.4	31	22	35	21.6	38	20.5	42
14-Abr	11.8	73	13.2	65	15.5	58	17.3	51	19.4	44	22.4	38	23	34	23.9	32	22.8	33	21.2	35	20.6	38
15-Abr	9.3	75	11.5	68	15.3	56	17.1	47	19.8	40	22.2	34	24.3	29	23.6	30	22.8	33	22	34	21.6	37
16-Abr	8.2	75	12.8	63	15.1	53	19.6	44	22	37	24.5	33	25.3	28	24.3	30	23.5	30	22.8	33	22.3	35
17-Abr	9.5	80	11.9	70	13.6	62	15.5	54	17.9	45	19.7	38	22.2	32	22.8	33	21.6	35	21.1	36	20.5	37
18-Abr	8.7	76	12.6	64	14.9	54	18.6	49	20.2	40	21.7	36	24.7	31	20.9	29	21.8	30	21	32	19.2	34
19-Abr	10.6	72	12.4	62	14.3	53	16.7	45	18	40	20	36	22.6	32	23	30	22.4	32	21.9	33	20.4	36
20-Abr	8.3	76	11.3	67	13.8	58	15.4	50	17	44	19.1	39	21.9	32	18.2	40	17	44	16.1	44	15	48
21-Abr</																						

DIA	7:00 a. m.		8:00 a. m.		9:00 a. m.		10:00 a. m.		11:00 a. m.		12:00 p. m.		1:00 p. m.		2:00 p. m.		3:00 p. m.		4:00 p. m.		5:00 p. m.	
	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)	T(°C)	HR(%)
09-May	10.3	75	13.3	69	17.1	50	21.1	41	21	34	22.4	30	25.7	30	23.9	28	25.2	27	21.8	32	17.8	35
10-May	7.6	66	10.6	62	12.8	56	16.6	45	21	42	20.1	36	27	30	25.5	29	20.9	32	20	32	19.6	35
11-May	10.3	73	14.9	60	17.2	56	20.6	43	23.1	37	25.7	28	25.1	28	24.4	28	23.1	30	22.4	32	21	36
12-May	9.2	69	12.4	62	14.9	52	19.4	40	17.9	39	22.2	27	23.4	31	23.8	28	24.5	28	21.8	30	19.4	31
13-May	7.9	68	11.5	64	12.5	57	15.5	48	21.5	39	20.7	30	24	29	23	30	20.1	33	17.8	36	16.7	38
14-May	8.2	72	12.3	66	17	55	20.1	41	22.5	34	21.9	29	26	29	22.7	26	19.3	31	18.1	32	17.7	34
15-May	7.8	76	10.1	68	13	55	16	47	19.7	39	22.5	30	25.1	27	25.3	26	23.9	30	22	33	21.5	35
16-May	11.8	64	12.3	60	13.8	57	16.9	42	21.3	35	22.1	31	22.9	30	23.9	29	21.9	28	23.4	29	19.2	32
17-May	11.9	68	14	59	17.6	50	20.6	38	22.9	30	23.5	30	24	28	24.2	25	25.1	24	22.6	25	21.3	28
18-May	8.1	74	10.7	74	15.1	53	18.3	44	20.1	39	21.8	35	24.1	28	26.1	24	23.9	30	20.4	33	17.7	37
19-May	8.9	66	12.6	64	14.9	54	18.6	49	20.2	40	21.7	36	24.7	31	20.9	29	21.8	30	21	32	19.2	34
20-May	9.9	63	13	57	12.2	55	18	48	18.9	42	20.4	38	22.2	35	20.2	36	19.9	38	19	40	18.2	41
21-May	9.2	74	12	63	18.1	50	20.2	40	21.6	36	22.4	31	23.4	30	23.8	28	24.5	28	21.8	30	19.4	31
22-May	8.8	72	11.7	59	14.7	58	18.8	39	20.1	38	20.8	34	21	33	20.5	35	18.6	38	17.4	40	16.7	42
23-May	8.9	74	11.1	67	14.8	60	16	52	18.5	45	20.4	40	22.9	35	25.8	30	23.1	33	20.6	36	17.8	38
24-May	12.2	63	12.6	62	15.4	55	18.3	48	21	39	20.7	37	21.8	30	23.2	31	23.9	32	22	33	19.6	35
25-May	12.7	64	13.8	61	18.2	46	20.5	38	23.1	32	21.8	30	22.5	36	21.6	30	22	29	21.8	31	18.5	34
26-May	10.1	68	11.8	61	14.2	52	17.8	46	21.1	34	23.1	30	23.9	28	25.5	26	24.9	28	22.4	33	20.6	38
27-May	7.4	77	10.4	62	13.3	52	16.1	45	18.8	33	20.7	30	23.3	27	22.8	29	20.1	33	17.8	36	16.7	38
28-May	11.1	64	13.2	59	14.6	54	17	46	19.5	41	24.3	31	23.6	32	23.5	30	25.2	28	22.4	27	21.8	30
29-May	10.5	65	15.3	55	16.8	47	20.8	40	21	33	23.7	29	23.9	28	21.7	29	24	25	21.7	26	19.6	28
30-May	11.2	64	12.3	60	13.8	57	16.9	42	21.3	35	22.1	31	22.9	30	23.9	29	21.9	28	23.4	29	19.2	32
31-May	11	73	13.2	65	15.5	58	17.3	51	19.4	44	22.4	38	23	34	23.9	32	22.8	33	21.2	35	20.6	38
01-Jun	11.8	64	13.1	60	15.4	58	18.3	43	18.9	44	25.7	29	23.9	31	24.1	33	23.9	30	20.4	34	18.4	37
02-Jun	9.5	69	12.4	62	14.9	52	19.4	40	17.9	39	22.2	27	21.4	27	21.9	27	21.6	28	19.8	32	16.5	37
03-Jun	7.9	66	8.5	65	10.4	60	13.6	52	16.2	41	20.7	34	22.3	30	24.1	27	21.9	27	18.6	30	17.4	35
04-Jun	8	75	9	70	12.4	55	16.7	42	18.5	32	21	29	21.7	28	23.5	24	22.6	24	18.7	32	18.4	37
05-Jun	8.4	75	12.1	65	14	56	19.4	40	17.6	39	20.4	30	22.2	27	21.8	29	21.6	28	18.2	33	16.5	37
06-Jun	8.8	72	11.7	66	13.3	52	17.8	42	20.1	38	20.8	34	21	27	21.5	28	21	30	20.6	34	16.7	37
07-Jun	8.9	74	11.1	67	14.8	58	16.6	40	18.5	33	20.4	29	22.9	27	24.8	24	23.1	28	20.6	32	17.8	35
08-Jun	8.3	69	8.8	67	10.6	64	14.5	55	18.1	46	20.5	40	21.4	35	23.2	29	24.7	28	20.1	30	18.4	33
09-Jun	8.6	67	9.4	64	11.7	61	19.5	43	18.4	42	22.3	39	25.7	29	24.3	30	23.9	30	20.6	34	18.4	37
10-Jun	8.4	75	11.9	65	14	55	19.4	40	18.2	38	21.1	30	22.2	27	21.8	29	21.2	29	18.2	33	16.4	37
11-Jun	8.8	72	12.1	66	13.6	51	17.8	42	20	36	20.8	34	21.5	26	21.1	28	21	31	20.4	34	17.5	35
12-Jun	8.9	74	11.1	67	14.6	56	16.6	40	19.1	32	20.4	29	22.9	27	24.2	24	22.8	29	20.2	33	17.8	36
13-Jun	8.7	66	12.6	58	14.9	54	18.6	49	20.2	40	21.7	36	23.7	31	22.1	29	21.2	30	20.6	32	17.2	34
14-Jun	8.6	70	11.4	62	14.3	53	16.7	45	19.4	40	20.8	34	21	28	23	24	22.4	26	21.5	30	18.4	35
15-Jun	8.6	61	9.5	58	13.5	59	18.7	50	19.1	46	19.5	46	19.8	46	17.4	53	15	61	17.5	48	13.9	60
16-Jun	6.8	70	10.4	60	13.1	59	16.7	44	19.4	50	17.2	49	16.2	48	16.8	60	17.5	54	15.1	59	15	49
17-Jun	8	70	9	66	12.4	52	16.7	40	18.5	32	21	29	21.7	28	23.5	24	22.6	24	18.7	32	18.4	37
18-Jun	8.4	73	8.8	74	12.7	64	16.3	53	19.2	44	22.3	32	22.1	29	22.6	26	21.8	25	18.4	28	17.9	31
19-Jun	8.3	69	8.8	67	10.6	64	14.5	55	18.1	46	20.5	40	21.4	35	23.2	29	24.7	28	20.1	30	18.4	31
20-Jun	6.3	63	8.7	60	11.7	56	12.4	51	15.3	44	17.2	35	20.2	31	21.8	27	21.2	29	20.4	31	17.2	36
21-Jun	5.5	70	10.6	59	13.4	52	16.5	43	18.4	38	20.7	30	21.5	28	22.6	23	21.8	26	19.6	30	16.2	37
22-Jun	5.8	70	9.2	64	12.8	55	15.2	46	18.8	35	21.9	30	22.7	28	22.5	28	21.1	30	18.6	32	16.4	36
23-Jun	4.5	70	10.2	54	13.6	46	17.9	40	19.9	36	22	30	23.4	28	22.6	27	22.2	27	18.7	30	17.6	35
24-Jun	6.4	62	7.6	56	9.8	51	14.8	48	17.8	44	21.8	40	26.3	35	25.1	28	23.2	29	20.6	33	18.4	35
25-Jun	3.4	68	9.6	63	12.7	56	14.5	48	17.6	41	22.4	35	26.2	28	25.6	28	24.8	29	21.4	28	18.2	32
26-Jun	2.4	70	10	68	14.4	53	17.4	43	21.3	33	22.8	28	24.8	24	24.3	26	24.5	28	20.1	26	18.6	30
27-Jun	2.5	71	9.4	65	13.9	51	17.2	44	19.4	38	22	33	22.9	30	22.4	30	21.8	32	18.1	34	16.8	37
28-Jun	2.1	70	11.2	59	14.1	52	16.3	46	18.4	41	20.6	35	22.4	32	22.6	31	22.9	31	20	30	17.1	35
29-Jun	1.4	74	10.5	62	14	34	15.4	47	17.8	39	19.8	34	22.4	30	22.5	29	22.7	28	19.7	28	17.8	33
30-Jun	4.1	70	9.8	55	13.6	46	17.8	40	19.9	36	22	30	23.4	28	22.6	27	22.2	27	18.7	30	17.6	35
01-Jul	2.9	69	8.1	52	11.8	45	15.9	38	18.2	35	19.9	30	20.6	28	20.5	28	20.9	30	19.2	32	17.6	36
02-Jul	2.7	66	8.6	55	10.9	44	14.2	36	17.1	32	19.4	28	21.6	24	21	26	20.8	28	17	28	15.7	32
03-Jul	1.8	67	8.1	57	10	50	13.1	42	17.7	38	19.1	33	21.6	30	21.3	30	20.7	32	17.7	34	16.9	37
04-Jul	2.1	64	8.3	51	11.2	42	15.5	38	17.9	30	19.1	28	20.8	27	21.8	26	21.5	30	20.7	32	18.8	36
05-Jul	1.3	54	7.4	50	9.1	44	15.3	36	19.4	29	20.5	25	21.1	24	21.1	24	20.7	24	19.7	26	17.7	35
06-Jul	0	61	5.7	53	13.8	47	16.9	34	18.8	27	20.5	24	21.2	23	20.6	23	20	23	18.8	26	15.1	35
07-Jul	-0.2	56	4.2	45	9.3	42	13.5	35	19.6	28	21.1	24	22	22	22.8	22	21.9	23	18.3	25	15	34
08-Jul	-0.3	59	3.9	48	9.2	42	14.3	36	19.9	30	20.8	28	21.7	24	21.5	24	21	25	18.9	29	14.7	37
09-Jul	0.6	61	5.9	55	8.9	49	14	40	19.6	35	20.7	30	22.2	29	22.3	29	22	29	17.9	31	14.9	36
10-Jul	0.3	65	4	57	9.1	50	13.1	43	20.2	37	21.7	32	22.8	29	22.6	29	22.2	30	19.1	34	16.3	38
11-Jul	1	62	4.1	57	8.9	53	12.8	44	18.7	36	19.5	31	22.2	28	22	27	22.1	27	18.5	30	16.6	35
12-Jul	1.3	56	6.6	50	9	45																

ANEXO E: CARACTERÍSTICAS DEL TERMOHIGRÓMETRO

En la siguiente tabla se detalla las características técnicas de los termohigrómetros utilizados.

Tabla A.1

Especificaciones técnicas del termohigrómetro

Característica	Descripción
Equipo	Termohigrómetro digital
Marca	BOECO
Modelo	SH-110
Rango de medición de Temperatura	-10°C a 50°C (IN) -50°C a 70 °C (OUT)
Rango de medición de Humedad	20% a 99% HR
Resolución	Temperatura: 0.1°C Humedad: 1% HR
Exactitud	Temperatura: ± 1°C Humedad: ± 5% HR
Fecha de calibración	12/11/2024



CERTIFICADO DE CALIBRACIÓN N°0823-TH-R&L-2024

Fecha de Emisión : 13/11/2024

Página 1 de 2



1. SOLICITANTE : RAFAEL ANTHONY CANTORIN BENITES
2. DIRECCIÓN : JIRON ROSEMBERG N°221 EL TAMBO, HUANCAYO, JUNIN.
3. EQUIPO DE MEDICIÓN : TERMOHIGRÓMETRO DIGITAL
 - Marca : BOECO
 - Modelo : SH-110
 - Número de serie : 2023010380
 - Alcance de medición : -10°C a 50°C (IN)
20%HR a 99%HR
 - Resolución : 0,1°C
1 %HR
 - Procedencia : NO INDICA
 - Identificación : NO INDICA
 - Ubicación : NO INDICA
 - Fecha de calibración : 12/11/2024

Los resultados del certificado son válidos sólo para el objeto calibrado y se refieren al momento y condiciones en que se realizaron las mediciones y no deben utilizarse como certificado de conformidad con normas de producto.

Se recomienda al usuario recalibrar el instrumento a intervalos adecuados, los cuales deben ser elegidos con base en las características del trabajo realizado, el mantenimiento, conservación y el tiempo de uso del instrumento.

R&L CONSULTORIA FARMACÉUTICA Y METROLOGIA no se responsabiliza de los perjuicios que pueda ocasionar el uso inadecuado de este instrumento o equipo después de su calibración, ni de una incorrecta interpretación de los resultados de la calibración aquí declarados.

Este certificado de calibración es trazable a patrones nacionales o internacionales, los cuales realizan las unidades de acuerdo con el Sistema Internacional de Unidades (SI).

El certificado de calibración no es válido sin la firma de los responsables de R&L CONSULTORIA FARMACÉUTICA Y METROLOGIA.

4. PROCEDIMIENTO DE CALIBRACIÓN

Calibración por comparación empleando cámaras de humedad y temperatura ambientales con condiciones controladas.

5. LUGAR DE CALIBRACIÓN

La calibración se realizó en el área de metrología de R&L CONSULTORIA FARMACÉUTICA Y METROLOGIA Psj. Los Incas N°418, CHILCA - HUANCAYO - JUNIN

N. Leandro Pérez
Responsable de Metrología



PROHIBIDA LA REPRODUCCIÓN TOTAL o PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO
R&L CONSULTORIA FARMACÉUTICA Y METROLOGIA
INVERSIONES LEANDRO NR E.I.R.L. - RUC: 20608605658
Celular: (+51) 958560008



6. CONDICIONES DE CALIBRACIÓN

Temperatura ambiental: Inicial: **18,5°C** Final: **18,8°C**
 Humedad relativa: Inicial: **45,0%HR** Final: **42%HR**

7. TRAZABILIDAD

Los resultados de la calibración realizada tienen trazabilidad a los patrones nacionales, en concordancia con el Sistema Internacional de Unidades de Medida (SI) y el Sistema Legal de Unidades de Medida del Perú (SLUMP).

Trazabilidad	Patrón utilizado	Certificado de calibración
INACAL	Termómetro DELTA OHM	LH-076-2024
INACAL	Termohigrómetro ELITECH	LH-082-2024

8. RESULTADOS

INDICACIÓN DEL TERMÓMETRO (SENSOR OUT) (°C)	CORRECCIÓN (°C)	TEMPERATURA CONVENCIONALMENTE VERDADERA (°C)	INCERTIDUMBRE (°C)
15,5	0,1	15,6	0,2
20,2	0,3	20,5	0,2
30,3	0,2	30,5	0,2

Temperatura Convencionalmente Verdadera = Indicación del Termómetro + Corrección

INDICACIÓN DEL HIGRÓMETRO (%HR)	CORRECCIÓN (%HR)	HUMEDAD CONVENCIONALMENTE VERDADERA (%HR)	INCERTIDUMBRE (%HR)
37	0,7	37,7	1,7
56	2,0	58,0	1,7
80	1,4	81,4	1,7

Humedad Convencionalmente Verdadera = Indicación del Higrómetro + Corrección

9. OBSERVACIONES

- Se colocó en el instrumento una etiqueta autoadhesiva con la indicación "CALIBRADO".
- Antes de la calibración no se realizó ningún tipo de ajuste.
- La incertidumbre de medición expandida reportada es la incertidumbre de medición estándar multiplicada por el factor de cobertura k=2 de modo que la probabilidad de cobertura corresponde aproximadamente a un nivel de confianza del 95%.

PROHIBIDA LA REPRODUCCIÓN TOTAL o PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO
R&L CONSULTORIA FARMACEUTICA Y METROLOGIA
INVERSIONES LEANDRO NR E.I.R.L. - RUC: 20608605658
Celular: (+51) 958560008



CERTIFICADO DE CALIBRACIÓN N°0822-TH-R&L-2024

Página 1 de 2

Fecha de Emisión : 13/11/2024



1. SOLICITANTE : RAFAEL ANTHONY CANTORIN BENITES

2. DIRECCIÓN : JIRON ROSEMBERG N°221 EL
TAMBO, HUANCAYO, JUNIN.

3. EQUIPO DE MEDICIÓN : TERMOHIGRÓMETRO
DIGITAL

Marca : BOECO

Modelo : SH-110

Número de serie : 2023010379

Alcance de medición : -10°C a 50°C (IN)
20%HR a 99%HR

Resolución : 0,1°C
1 %HR

Procedencia : NO INDICA

Identificación : NO INDICA

Ubicación : NO INDICA

Fecha de calibración : 12/11/2024

4. PROCEDIMIENTO DE CALIBRACIÓN

Calibración por comparación empleando cámaras de humedad y temperatura ambientales con condiciones controladas.

5. LUGAR DE CALIBRACIÓN

La calibración se realizó en el área de metrología de R&L CONSULTORIA FARMACEUTICA Y METROLOGIA Psj. Los Incas N°418, CHILCA - HUANCAYO - JUNIN

Los resultados del certificado son válidos sólo para el objeto calibrado y se refieren al momento y condiciones en que se realizaron las mediciones y no deben utilizarse como certificado de conformidad con normas de producto.

Se recomienda al usuario recalibrar el instrumento a intervalos adecuados, los cuales deben ser elegidos con base en las características del trabajo realizado, el mantenimiento, conservación y el tiempo de uso del instrumento.

R&L CONSULTORIA FARMACEUTICA Y METROLOGIA no se responsabiliza de los perjuicios que pueda ocasionar el uso inadecuado de este instrumento o equipo después de su calibración, ni de una incorrecta interpretación de los resultados de la calibración aquí declarados.

Este certificado de calibración es trazable a patrones nacionales o internacionales, los cuales realizan las unidades de acuerdo con el Sistema Internacional de Unidades (SI).

El certificado de calibración no es válido sin la firma de los responsables de R&L CONSULTORIA FARMACEUTICA Y METROLOGIA.

N. Leandro Pérez
Responsable de Metrología



PROHIBIDA LA REPRODUCCIÓN TOTAL o PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO

R&L CONSULTORIA FARMACEUTICA Y METROLOGIA
INVERSIONES LEANDRO NR E.I.R.L. - RUC: 20608605658
Celular: (+51) 958560008



6. CONDICIONES DE CALIBRACIÓN

Temperatura ambiental: Inicial: **18,5°C** Final: **18,8°C**
 Humedad relativa: Inicial: **45,0%HR** Final: **42%HR**

7. TRAZABILIDAD

Los resultados de la calibración realizada tienen trazabilidad a los patrones nacionales, en concordancia con el Sistema Internacional de Unidades de Medida (SI) y el Sistema Legal de Unidades de Medida del Perú (SLUMP).

Trazabilidad	Patrón utilizado	Certificado de calibración
INACAL	Termómetro DELTA OHM	LH-076-2024
INACAL	Termohigrómetro ELITECH	LH-082-2024

8. RESULTADOS

INDICACIÓN DEL TERMÓMETRO (SENSOR ELITE) (°C)	CORRECCIÓN (°C)	TEMPERATURA CONVENCIONALMENTE VERDADERA (°C)	INCERTIDUMBRE (°C)
15.4	0.2	15.6	0.2
20.3	0.1	20.5	0.2
30.4	0.1	30.5	0.2

Temperatura Convencionalmente Verdadera = Indicación del Termómetro + Corrección

INDICACIÓN DEL HIGRÓMETRO (%HR)	CORRECCIÓN (%HR)	HUMEDAD CONVENCIONALMENTE VERDADERA (%HR)	INCERTIDUMBRE (%HR)
36	1.7	37.7	1.7
57	1.0	58.0	1.7
79	2.4	81.4	1.7

Humedad Convencionalmente Verdadera = Indicación del Higrómetro + Corrección

9. OBSERVACIONES

- Se colocó en el instrumento una etiqueta autoadhesiva con la indicación "CALIBRADO".
- Antes de la calibración no se realizó ningún tipo de ajuste.
- La incertidumbre de medición expandida reportada es la incertidumbre de medición estándar multiplicada por el factor de cobertura k=2 de modo que la probabilidad de cobertura corresponde aproximadamente a un nivel de confianza del 95%.

PROHIBIDA LA REPRODUCCIÓN TOTAL o PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO
R&L CONSULTORIA FARMACEUTICA Y METROLOGIA
INVERSIONES LEANDRO NR E.I.R.L. - RUC: 20608605658
Celular: (+51) 958560008