

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD
CATÓLICA DEL PERÚ**

Escuela de Posgrado



Estudio de la aplicación de un sistema de climatización con
rueda desecante en la selva del Perú

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

José Raúl Mendoza Acosta

Asesor:

Fernando Octavio Jiménez Ugarte

Lima, julio 2024

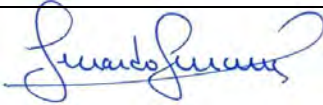
Informe de Similitud

Yo, Fernando Octavio Jiménez Ugarte, docente de la Escuela de Posgrado de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulada Estudio de la aplicación de un sistema de climatización con rueda desecante en la selva del Perú, de el autor José Raúl Mendoza Acosta, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 11%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 11/07/2024.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de investigación, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha:

Lima, 11 de julio del 2024.

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

Agradecimientos

A mi asesor de tesis, Mg. Fernando Octavio Jiménez Ugarte, por el apoyo y paciencia brindada para la elaboración de este documento.

A mis padres, por su apoyo incondicional de siempre.



Resumen

Los sistemas de climatización por desecantes han surgido como alternativas eco amigables en comparación a los equipos de aire acondicionado tradicionales. Estos sistemas se caracterizan por utilizar desecantes (sólidos o líquidos) que mediante la adsorción retiran humedad del aire. Adicionalmente, pueden emplear fuentes de energía residual o renovable como la solar. No obstante, en la actualidad hay una limitante en el desempeño del sistema al generar bajos valores de COP.

Por ello, se desarrolló un estudio de la aplicación de estos sistemas alternativos a una región tropical del Perú, como es Iquitos. En primer lugar, se investigó el estado del arte de los sistemas HVAC basados en desecantes y se identificó los parámetros más relevantes en la operación de la rueda desecante. Seguidamente, se determinó las condiciones ambientales a evaluar, así como las de confort térmico, y se propuso dos arreglos posibles para dichas características. Estos arreglos son sistemas de doble etapa debido a la alta temperatura y humedad presente en la región tropical peruana.

Posteriormente, se realizó simulaciones de los arreglos propuestos a diferentes niveles de temperatura de regeneración, y se determinó que el sistema TSDCS-V basado en el ciclo Pennington es el óptimo para la región de Iquitos. El análisis fue en base, principalmente, al coeficiente de desempeño (COP) logrado.

Finalmente, se evaluó la propuesta final en un caso estudio comparándolo a una unidad convencional de aire acondicionado. Los resultados demostraron que, desde la perspectiva energética, los sistemas tradicionales son más eficientes puesto que los alternativos presentan aún limitantes tecnológicas. Además, desde la perspectiva ambiental se comprobó que se puede reducir la huella de carbono si ambos sistemas trabajan en conjunto. Incluso, si se empleara fuentes de calor residual o solar para la regeneración, se reduciría considerablemente el consumo energético y, por ende, las emisiones de CO₂.

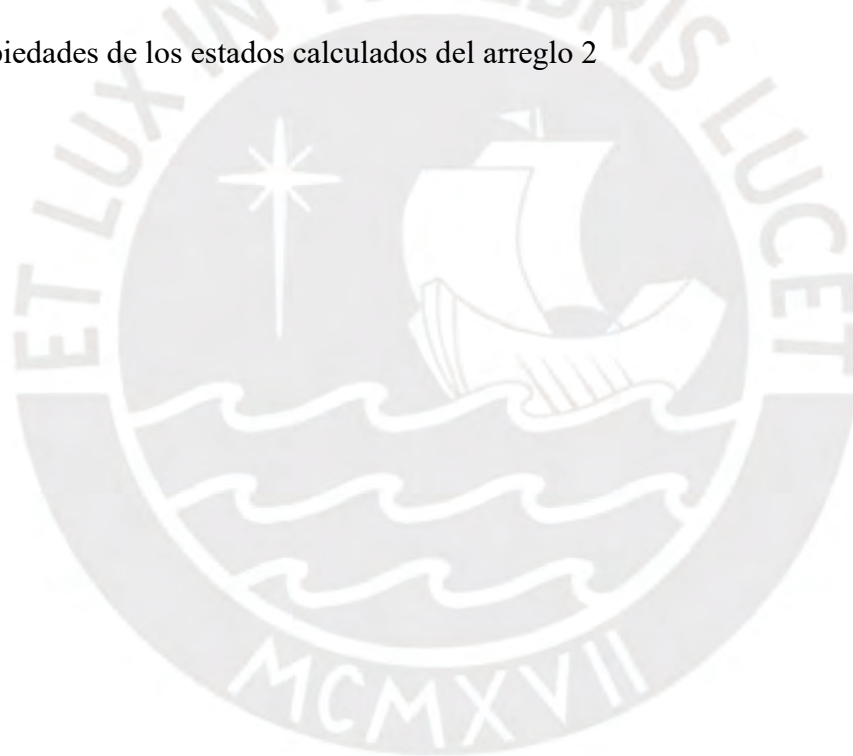
ÍNDICE

Agradecimientos	i
Resumen	ii
Índice	iii
Índice de Tablas	v
Índice de Figuras	vi
Nomenclatura	vii
Introducción	1
CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS DE CLIMATIZACIÓN POR DESECANTES	4
1.1 Sistemas HVAC basados en desecantes	4
1.1.1 Materiales desecantes	4
1.1.2 Principio de funcionamiento	5
1.2 Ciclos de refrigeración con rueda desecante	6
1.2.1 Ciclo Pennington	6
1.2.2 Ciclo de recirculación	7
1.2.3 Ciclo Dunkle	8
1.2.4 Ciclo SENS	9
1.2.5 Ciclo DINC	10
1.3 Operación de rueda desecante	11
1.3.1 Variables determinantes	12
1.3.1 Modelos simplificados de ruedas desecantes	13
CAPÍTULO II: PROPUESTAS DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CON RUEDA DESECANTE	15
2.1 Determinación de condiciones ambientales	15
2.1.1 Iquitos	15
2.1.2 Tarapoto	16

2.2	Selección de sistemas de climatización	19
2.1.1	Diseño 1 basado en ciclo Pennington	19
2.1.2	Diseño 2 basado en ciclo de recirculación	20
2.3	Cambios psicrométricos y energéticos por procesos	20
2.3.1	Rueda desecante	21
2.3.2	Intercambiador de calor sensible	22
2.3.3	Calentador	22
2.3.3	Enfriador evaporativo directo	22
CAPÍTULO III: SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS		23
3.1	Condiciones de entrada para la simulación	23
3.1.1	Condiciones ambientales	23
3.1.1	Condiciones de confort térmico	23
3.2	Análisis de resultados	23
3.2.1	Resultados Diseño 1	24
3.2.2	Resultados Diseño 2	27
CAPÍTULO IV: EVALUACIÓN DE CASO ESTUDIO		31
4.1	Descripción del caso estudio	31
4.2	Evaluación confort térmico y consumo energético	31
4.3	Evaluación de huella de carbono	31
Conclusiones		33
Recomendaciones		34
Referencias bibliográficas		35
Anexo A: Programa del sistema 1 con ciclo Pennington (TSDCS-V)		39
Anexo B: Programa del sistema 2 con ciclo de recirculación (TSDCS-R)		47

Índice de Tablas

Tabla 1: Comparación entre desecantes sólidos y líquidos	4
Tabla 2: Promedios de las máximas sensaciones térmicas (°C) alcanzadas en el 2023	18
Tabla 3: Indicadores de desempeño del diseño 1 con T_{reg1} a 80 °C	24
Tabla 4: Indicadores de desempeño del diseño 1 con T_{reg2} a 80 °C	25
Tabla 5: Propiedades de los estados calculados del arreglo 1	26
Tabla 6: Indicadores de desempeño del diseño 2 sin mezcla en el retorno	27
Tabla 7: Indicadores de desempeño del diseño 2 con mezcla del 20 %	28
Tabla 8: Propiedades de los estados calculados del arreglo 2	29



Índice de Figuras

Figura 1: Principio de enfriamiento por desecante sólido	6
Figura 2: Ciclo Pennington	7
Figura 3: Ciclo de recirculación	8
Figura 4: Ciclo Dunkle	9
Figura 5: Ciclo SENS	10
Figura 6: Ciclo DINC	11
Figura 7: Diagrama esquemático de un deshumidificador desecante rotativo	12
Figura 8: Proceso ideal de deshumidificación en rueda desecante	14
Figura 9: Temperatura del aire media mensual en Iquitos durante el 2023	16
Figura 10: Humedad relativa media mensual en Iquitos durante el 2023	16
Figura 11: Temperatura del aire media mensual en Tarapoto durante el 2023	17
Figura 12: Humedad relativa media mensual en Tarapoto durante el 2023	17
Figura 13: Sistema 1 con ciclo Pennington (TSDCS-V)	19
Figura 14: Sistema 2 con ciclo de recirculación (TSDCS-R)	20
Figura 15: Carta psicrometría del arreglo 1 basado en ciclo Pennington	26
Figura 16: Carta psicrometría del arreglo 2 basado en ciclo de recirculación	29

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades
DEC	Enfriador evaporativo directo	-
COP	Coeficiente de desempeño	-
CEE	Consumo de energía eléctrica	kWh
E	Emisiones de CO ₂	-
EER	Factor de eficiencia energética	-
ϵ_{SHE}	Efectividad térmica del intercambiador de calor	-
ϵ_{DEC}	Efectividad del enfriador evaporativo directo	-
ϵ_{F1}	Efectividad del potencial F1 de la rueda desecante	-
ϵ_{F2}	Efectividad del potencial F2 de la rueda desecante	-
$\epsilon_{\omega-DW}$	Eficiencia de la deshumidificación en la rueda desecante	-
F ₁₋₂	Potencial combinado	-
FE _e	Factor de emisión por consumo eléctrico	kg CO ₂ eq/kWh
ϕ	Humedad relativa	%
GWP	Potencial de calentamiento global	kg CO ₂ /kg contaminante
h	Entalpía específica	kJ/kg
HVAC	Sistema de climatización y ventilación	-
HX	Calentador	-
m _{gas}	Masa del gas refrigerante	kg
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
ω	Humedad específica o absoluta	kg vapor de agua/kg aire seco
P	Presión	Pa
P _a	Presión atmosférica	Pa
q	Calor específico	kJ/kg
REG	Regeneración	-
SHE	Intercambiador de calor sensible	-

Símbolo	Descripción	Unidades
T	Temperatura	°C
T _{db}	Temperatura de bulbo seco	°C
T _{wb}	Temperatura de bulbo húmedo	°C
TSDCS	Sistema de climatización desecante de dos etapas	-
TSDCS-V	Sistema de climatización desecante de dos etapas - ventilación	-
TSDCS-R	Sistema de climatización desecante de dos etapas - recirculación	-
v	Volumen específico	m ³ /kg



Introducción

El aumento del uso de sistemas HVAC en edificaciones ha llevado a un incremento de consumo energético y de emisiones de efecto invernadero (Abdelgaied et al., 2023). Por ejemplo, en el Reino Unido, los sistemas HVAC consumen alrededor del 40% al 60% de la demanda de energía de los edificios (O'Connor et al., 2016). Esto se debe al aumento demográfico en las ciudades y al calentamiento global. En relación a esto último, en el Perú, debido al fenómeno del Niño y el cambio climático, las olas de calor han amenazado la salud pública, tal como se registró en la Amazonía peruana en el 2023 con sensaciones térmicas superiores a 40°C y temperaturas arriba de 36°C (Olas de Calor En la Amazonía: ¿Cómo y Por Qué Repercuten En la Salud Pública? | Instituto de la Naturaleza, Tierra y Energía (INTE-PUCP), s. f.).

La energía consumida por estos sistemas se utiliza para eliminar las cargas de calor latente (humedad) y sensible (temperatura) del aire. Por ejemplo, en las regiones tropicales, debido a los altos niveles de estos parámetros, se genera un desequilibrio energético para los procesos de deshumidificación y enfriamiento sensible. El uso de los sistemas convencionales de aire acondicionado en estas condiciones ha resultado en varios problemas, tales como sobre enfriamiento, mayor consumo energético y mala calidad de aire al interior (Dezfouli et al., 2022). En consecuencia, se requiere diseños de procesos y equipos más eficientes que supondrá en una reducción de la demanda energética; no obstante, estos sistemas deberán cumplir con las condiciones de confort térmico.

Como alternativa viable, aparecen los sistemas de climatización por desecante, los cuales son capaces de manejar los procesos mencionados en dos partes diferentes. Adicionalmente no requieren una fuente de energía eléctrica y pueden emplear calores residuales o renovables como el solar.

Por las razones antes mencionadas, la presente tesis desarrollará el caso estudio de la aplicación de un sistema de climatización por rueda desecante en una región tropical del Perú.

Propuesta de solución

Seleccionar un sistema de climatización alternativo óptimo con rueda desecante, aplicable en edificios y/o viviendas de una región tropical del Perú.

Hipótesis

Mediante el estudio de tecnologías de climatización alternativas con ruedas desecantes en diferentes zonas tropicales del mundo, es posible su aplicación y optimización en las condiciones extremas de la selva del Perú. Asimismo, mediante un caso de estudio, analizar la viabilidad de reemplazar a los sistemas de climatización convencionales existentes, con ello reducir la huella de carbono empleando sistemas más eco amigables.

Objetivos

Objetivo General

Elaborar el estudio para la aplicación de un sistema de climatización con rueda desecante en la selva del Perú.

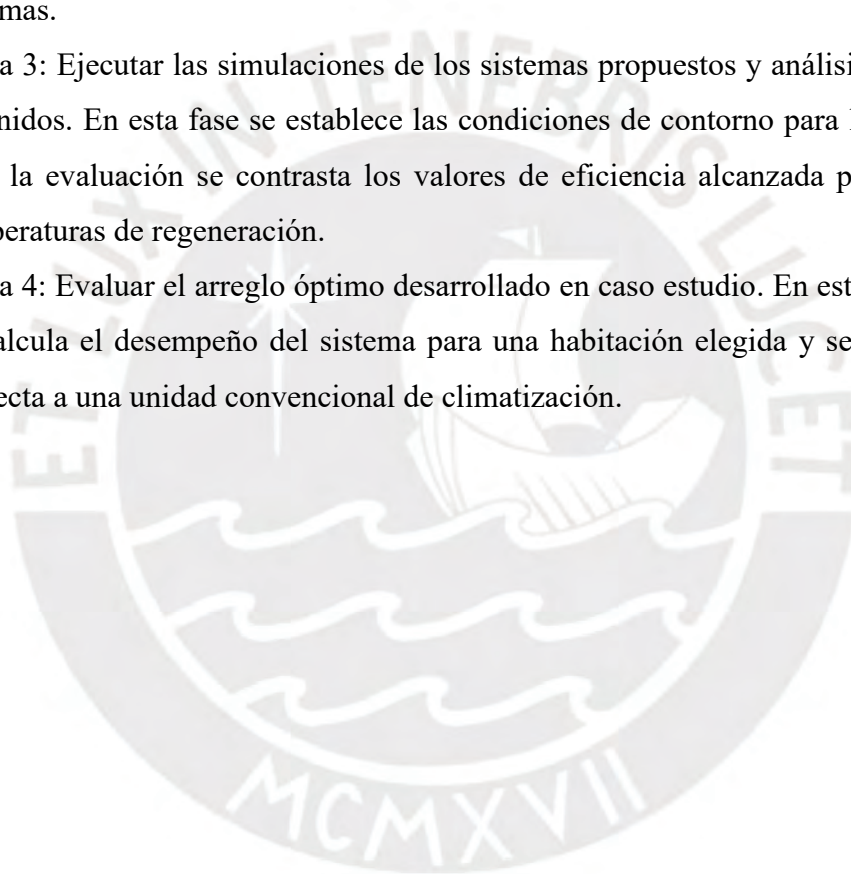
Objetivos Específicos

- Investigar el estado del arte de los sistemas de climatización con ruedas desecantes.
- Identificar los parámetros relevantes en la operación de una rueda desecante.
- Determinar las condiciones ambientales a evaluar de una región tropical del Perú.
- Proponer sistemas de climatización con rueda desecante aplicables para la región seleccionada.
- Realizar simulaciones de los sistemas propuestos a las condiciones de contorno establecidas y con los principales parámetros en la optimización de operación de la rueda desecante.
- Analizar los resultados obtenidos y seleccionar el sistema óptimo.
- Evaluar y comparar el desempeño teórico del sistema final diseñado en un caso estudio sobre un sistema convencional.

Metodología

Para alcanzar los objetivos descritos previamente, el estudio requiere seguir las siguientes etapas:

- Etapa 1: Comprender la dinámica de los sistemas de climatización con rueda desecante. Esta fase implica un entendimiento de los procesos que ocurren en los principales ciclos, así como, el funcionamiento de la rueda desecante a través de modelos matemáticos y parámetros más relevantes involucrados.
- Etapa 2: Definir propuestas de arreglos con rueda desecante para una región tropical peruana. Para esto, se requiere comparar las condiciones ambientales de dos regiones selváticas y se selecciona la más crítica para el estudio. Además, se precisa los balances de energía y cambios psicrométricos presentes en cada proceso de los sistemas.
- Etapa 3: Ejecutar las simulaciones de los sistemas propuestos y análisis de los datos obtenidos. En esta fase se establece las condiciones de contorno para la simulación. Para la evaluación se contrasta los valores de eficiencia alcanzada para diferentes temperaturas de regeneración.
- Etapa 4: Evaluar el arreglo óptimo desarrollado en caso estudio. En este último nivel se calcula el desempeño del sistema para una habitación elegida y se compara con respecto a una unidad convencional de climatización.



CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS DE CLIMATIZACIÓN POR DESECANTES

En el presente capítulo se expone la descripción general de los sistemas de climatización basados en desecantes. Luego, se explican los diferentes ciclos de refrigeración con rueda desecante. Posteriormente, se detallan las variables presentes en el funcionamiento y el modelo simplificado para la evaluación de la rueda desecante, seguidamente se identifican los parámetros más relevantes en su operación.

1.1 Sistemas HVAC basados en desecantes

1.1.1 Materiales desecantes

Un desecante es una sustancia higroscópica empleada para reducir humedad del aire o de alguna otra sustancia (Jani et al., 2016). Estos compuestos pueden ser líquidos o sólidos, entre los más utilizados se encuentran: carbón activado, alúmina activada, gel de sílice, cloruro de litio (LiCl), cloruro de calcio (CaCl₂), zeolita y otros tamices moleculares (La et al., 2010). En la Tabla 1 se comparan las ventajas y desventajas de los desecantes sólidos y líquidos.

Tabla 1

Comparación entre desecantes sólidos y líquidos

Sustancia	Ventajas	Desventajas
Desecantes solidos	<p>Altas áreas superficiales y volúmenes de poros para los procesos de adsorción y regeneración.</p> <p>No hay problemas de distribución del desecante.</p> <p>Varios desecantes sólidos pueden ser regenerados a bajas temperaturas empleando calor residual o solar.</p> <p>Disponibilidad de desecantes a bajo costo.</p>	<p>Baja conductividad térmica para un rápido enfriamiento durante el proceso de regeneración</p> <p>Baja capacidad de adsorción.</p> <p>No hay recuperación de calor entre los procesos de adsorción y regeneración.</p> <p>Las estabilidades térmicas y químicas son un problema.</p>

		Funcionamiento cíclico.
		Voluminosos y pesados.
Desecantes líquidos	Capacidad para regenerarse a bajas temperaturas usando energía residual o solar.	Los desecantes líquidos tradicionales generan problemas de corrosión en contacto con los metales.
	Permite la recuperación de calor de la solución entre los procesos de adsorción y desorción para lograr una mayor eficiencia energética.	Tienen problemas de cristalización durante el proceso de desorción.
	Operación continua.	Rendimiento limitado en climas poco húmedos.
		Mala distribución del desecante.
		Altos costos iniciales.

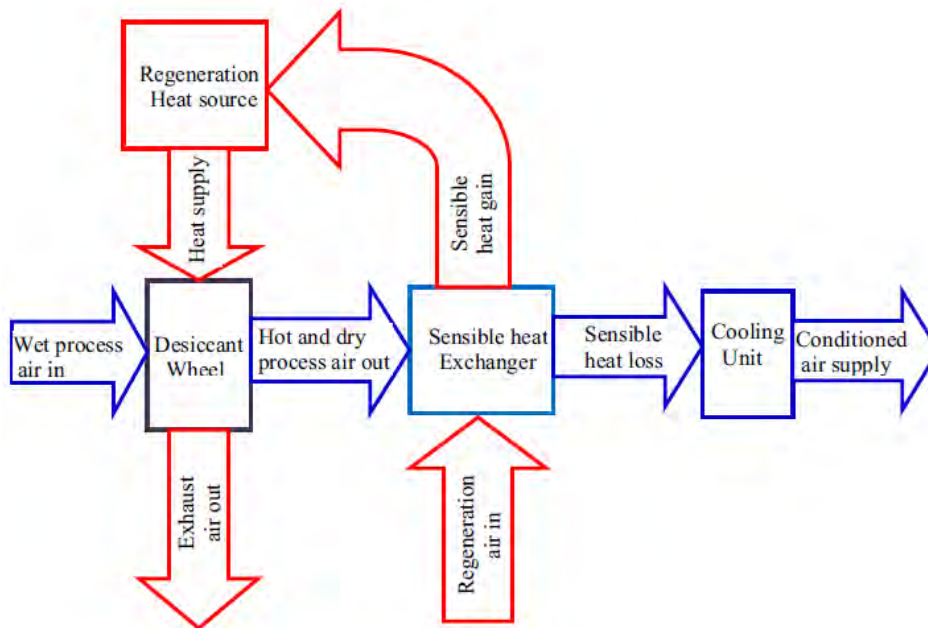
Nota. Adaptado de “Desiccants enabling energy-efficient buildings: A review” (p. 2), por R. Mohammed et al., 2023, Renewable & Sustainable Energy Review, 183(113418).

1.1.2 Principio de funcionamiento

Los sistemas de refrigeración con desecantes sólidos operan bajo el principio de absorción del vapor de agua del aire. En estos sistemas, la humedad del aire de proceso es eliminada primero mediante una rueda desecante giratoria. Acto seguido, la temperatura de este aire secado es reducida aún más hasta llegar a las condiciones de confort deseadas, por medio de intercambiadores de calor sensible y serpentines de enfriamiento. Para que el sistema funcione continuamente, el agua adsorbida por la rueda debe ser expulsada del desecante para que esta sustancia este lo suficiente seca, y así pueda adsorber nuevamente vapor de agua en el siguiente ciclo. Esto se logra calentado al material desecante a su temperatura de regeneración, la cual depende del tipo de desecante empleado. La energía requerida para esto es suministrada por un calentador eléctrico o por calor solar/residual. En resumen, un sistema de refrigeración con desecante comprende principalmente de cuatro componentes: la fuente de calor de regeneración, el deshumidificador rotatorio, el intercambiador de calor sensible y la unidad de enfriamiento (Figura 1).

Figura 1

Principio de enfriamiento por desecante sólido



Nota. Adaptado de “Solid desiccant air conditioning - A state of the art review” (p. 1453), por D. Jani et al, 2016, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 60.

1.2 Ciclos de refrigeración con rueda desecante

Abdelgaied et al. (2023), Jani et al. (2016) y La et al. (2010) explican en detalle los siguientes ciclos convencionales de aire acondicionado con rueda desecante: Pennington, Recirculación, Dunkle, SENS, y DINC.

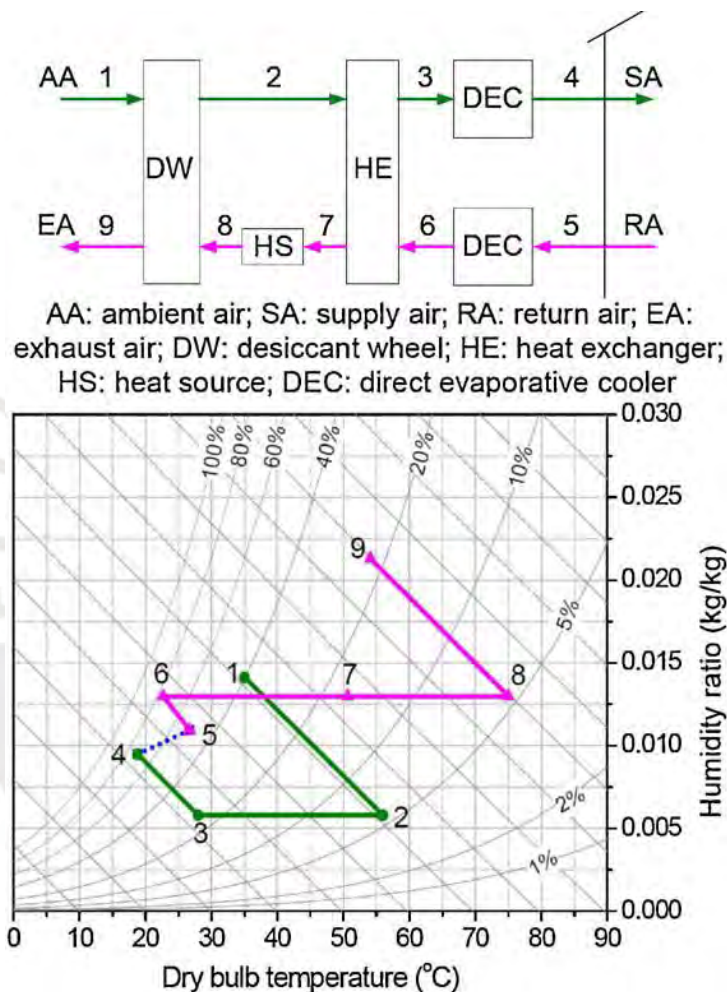
1.2.1 Ciclo Pennington

Conocido también como ciclo de ventilación, fue presentado por Pennington en 1955. En la Figura 2 se muestra su diagrama y psicrometría. En primer lugar, el aire del ambiente en el estado 1 pasa a través de la rueda desecante donde se elimina su humedad y la temperatura aumenta hasta el estado 2 debido al efecto del calor de adsorción. Seguidamente, el aire se enfría durante el proceso 2-3 por el intercambiador de calor sensible. Por último, el aire de proceso se enfría nuevamente y se humidifica para suministrar a la habitación en el estado 4 pasando por un enfriador evaporativo directo. Por el lado de la generación, el aire de retorno en el punto 5 se enfría y humidifica por otro DEC. Luego, este aire pasa por el intercambiador de calor para pre enfriar al aire de proceso y pre calentarse. Acto seguido, este flujo de aire se

calienta aún más, a través de un calentador, hasta alcanzar la temperatura de regeneración requerida por el desecante empleado en el deshumidificador rotativo. Después de la regeneración en la rueda desecante, este aire es expulsado al ambiente en el estado del punto 9.

Figura 2

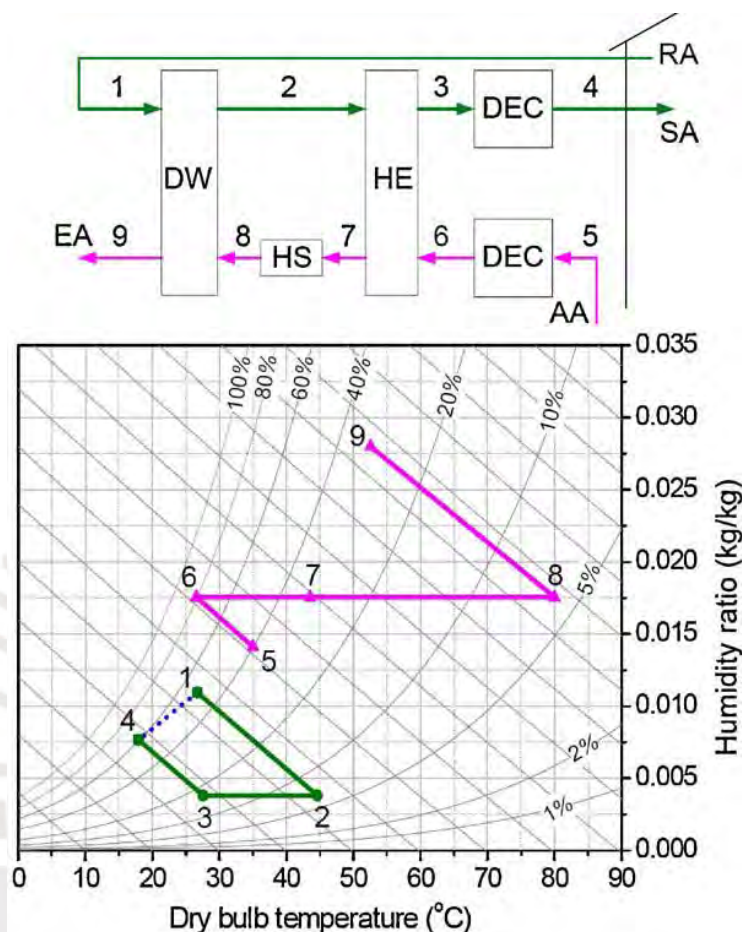
Ciclo Pennington



Nota. Adaptado de “Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review” (p. 133), por D. La et al., 2010, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 14(1).

1.2.2 Ciclo de recirculación

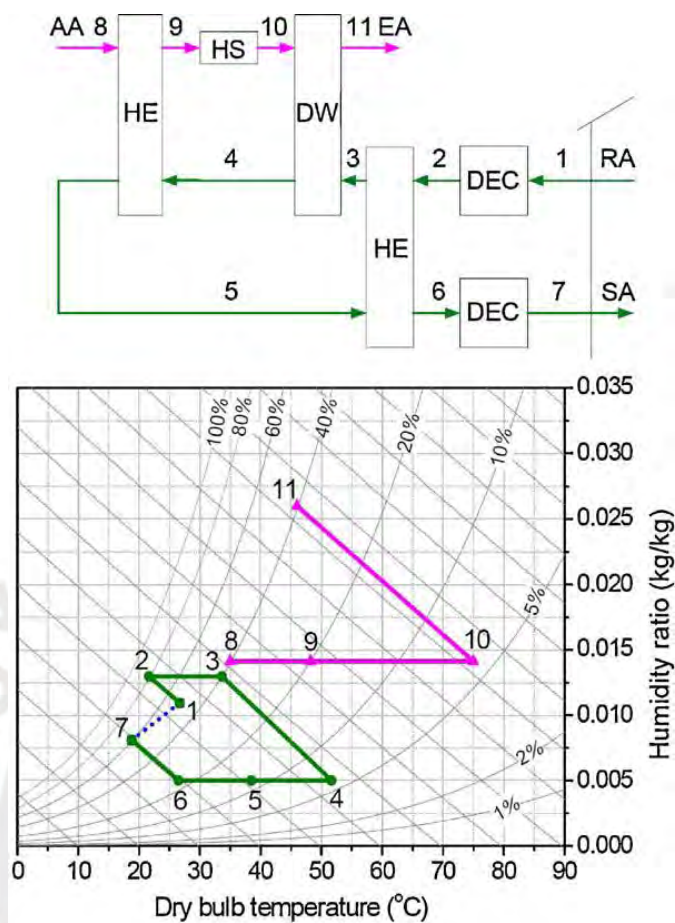
Este ciclo es una variación del ciclo Pennington y reutiliza el aire de retorno de la habitación como entrada de aire de proceso para incrementar la capacidad de enfriamiento. Tal como se muestra en la Figura 3, el aire del ambiente es utilizado en el lado de la regeneración. La mayor desventaja de este ciclo es la falta de aire fresco, es decir no hay renovación de aire.

Figura 3*Ciclo de recirculación*

Nota. Adaptado de “Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review” (p. 133), por D. La et al., 2010, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 14(1).

1.2.3 Ciclo Dunkle

Este ciclo combina las ventajas del ciclo de ventilación, suministrando una gran cantidad de aire fresco con una temperatura relativamente baja, y del ciclo de recirculación, teniendo una mayor capacidad de enfriamiento. Para lograr ello, se le adiciona un intercambiador de calor, tal como se detalla en la Figura 4. Al igual que el ciclo de recirculación, este diseño está limitado por carencia de renovación de aire.

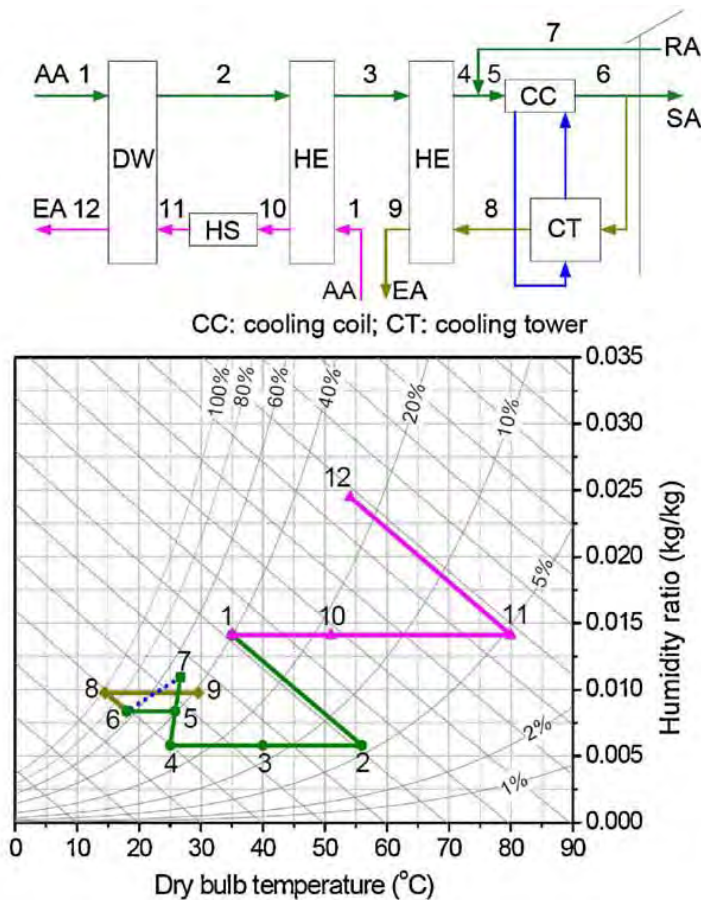
Figura 4*Ciclo Dunkle*

Nota. Adaptado de “Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review” (p. 134), por D. La et al., 2010, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 14(1).

1.2.4 Ciclo SENS

El ciclo SENS es un diseño avanzado con rueda desecante propuesto por Maclaine-cross (como se citó en La et al., 2010, p. 134). En la Figura 5 se describe su diagrama y psicrometría. El aire ambiental es primero deshumidificado en la rueda desecante, luego se enfría pasando a través de dos intercambiadores de calor conectados en serie. A continuación, este aire es mezclado con una porción del flujo de retorno de la habitación y enfriado después en un serpentín de refrigeración por intercambio de calor con agua fría de la torre de enfriamiento. Seguidamente, el aire es dividido en dos partes, una es enviada a la habitación; y la otra, redireccionada hacia la torre de enfriamiento y expulsada al ambiente luego de intercambiar calor con el aire de proceso en el segundo intercambiador de calor sensible.

Figura 5
Ciclo SENS

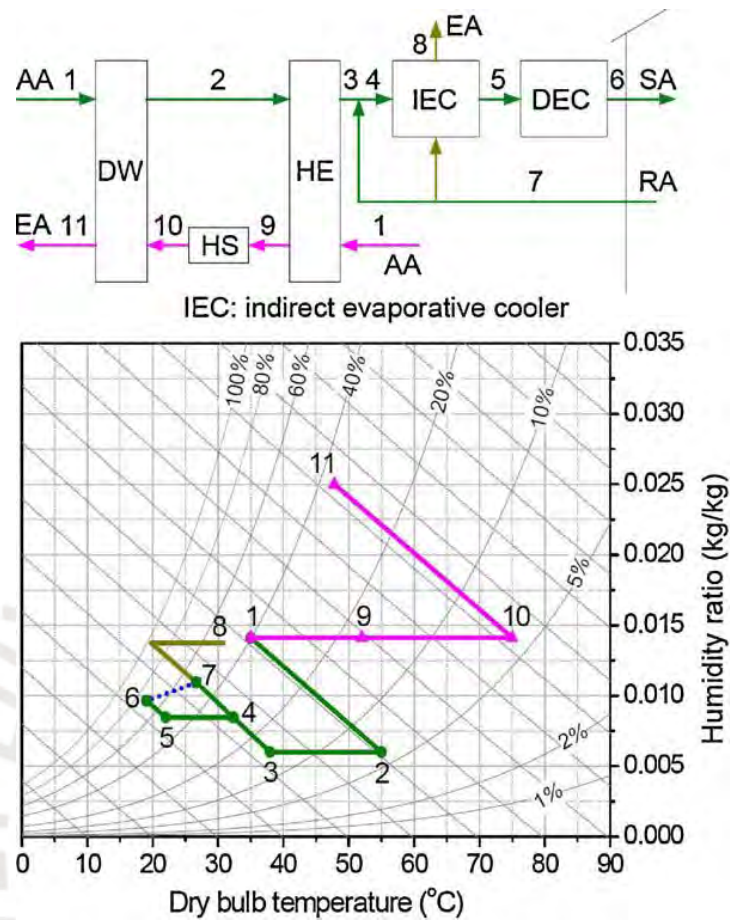


Nota. Adaptado de “Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review” (p. 134), por D. La et al., 2010, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 14(1).

1.2.5 Ciclo DINC

Este ciclo (Figura 6) fue propuesto por investigadores de la universidad de Texas A&M y utiliza un enfriador evaporativo indirecto (IEC) en conjunto al DEC. Este cambio simplifica la configuración del sistema del ciclo SENS. La ventaja del IEC es que permite una mejor refrigeración (reducción de entalpía) sin añadir humedad al aire de proceso, en comparación a como lo hace un DEC (Daou et al., 2006).

Figura 6
Ciclo DINC



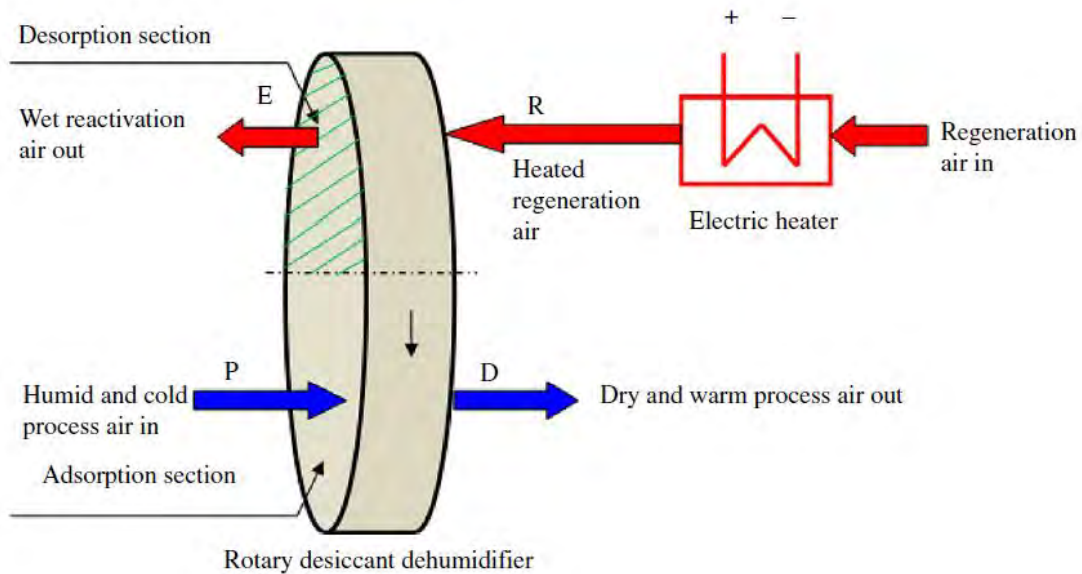
Nota. Adaptado de “Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review” (p. 135), por D. La et al., 2010, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 14(1).

1.3 Operación de rueda desecante

Como se ha explicado previamente, una rueda desecante es un modelo de deshumidificador de sorción que emplea un desecante sólido. También conocido como deshumidificador rotativo, es utilizado principalmente en la reducción de humedad de un flujo de aire a través de la adsorción del agua por un desecante. Este elemento se encuentra adherido en varios canales paralelos al eje de rotación de la rueda, formando una estructura de panel. Los canales de flujo pueden ser de diversas geometrías, tales como triangular, sinusoidal, y hexagonal (Enteria et al., 2017). Tal como se muestra en la Figura 7, la sección transversal de la rueda está dividida en dos secciones, una para el aire de proceso, y la otra para la regeneración.

Figura 7

Diagrama esquemático de un deshumidificador desecante rotativo



Nota. Adaptado de “A review on use of TRNSYS as simulation tool in performance prediction of desiccant cooling cycle” (p. 132), por D. B. Jani, 2019, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 140(5).

El desecante empleado en la rueda puede estar constituido por diferentes compuestos químicos. Cada uno de estos tienen diferentes propiedades y comportamientos, por lo que pueden adsorber diferentes niveles de humedad dependiendo de las condiciones de operación. Por ejemplo, conforme a lo observado por Mandegari y Pahlavanzadeh (2009), el gel de sílice tiene mejor desempeño en comparación a la zeolita por su menor capacidad calorífica específica.

1.3.1 Variables determinantes

En el funcionamiento de la rueda se involucran las características mecánicas del equipo (dimensiones y espesor de los canales, profundidad de la rueda, velocidad de rotación, desecante, fracción de masa del desecante, ángulo de la sección de regeneración), así como las propiedades psicrométricas para las condiciones de operación (temperatura de regeneración, temperatura y humedad absoluta del aire de proceso). Chung y Lee (2011) analiza la contribución de los componentes del sistema desecante y los parámetros comprendidos en el rendimiento de los sistemas de refrigeración por desecante. En esta investigación, se desarrolla un análisis de varianza (ANOVA), el cual determina que la temperatura del aire y la temperatura de regeneración son las más influyentes en el coeficiente de desempeño (COP). Por consiguiente, la temperatura de regeneración será la

variable a optimizar en la presente investigación, puesto que la temperatura del ambiente es un parámetro determinado por la locación.

1.3.1 Modelos simplificados de ruedas desecantes

De acuerdo con lo investigado por Enteria et al. (2017), los modelos dependen del desecante empleado, las condiciones del aire de proceso, las condiciones del aire de regeneración y/o otros parámetros. Muchas investigaciones de estudios de simulación con ruedas desecantes en regiones tropicales emplean el modelo “Rotary desiccant dehumidifier: Type 683” del software TRNSYS (Jani et al., 2019). Esta propuesta, desarrollada por Jurinak (1982), emplea gel de sílice como desecante, y determina la temperatura y humedad absoluta del aire de proceso saliente en el estado D (ver Figura 7) por medio de dos potenciales combinados F_1 y F_2 .

$$F_1 = \frac{-2865}{(T+273.15)^{1.49}} + 4.344\omega^{0.08624} \quad (1)$$

$$F_2 = \frac{(T+273.15)^{1.49}}{6360} - 1.127\omega^{0.07969} \quad (2)$$

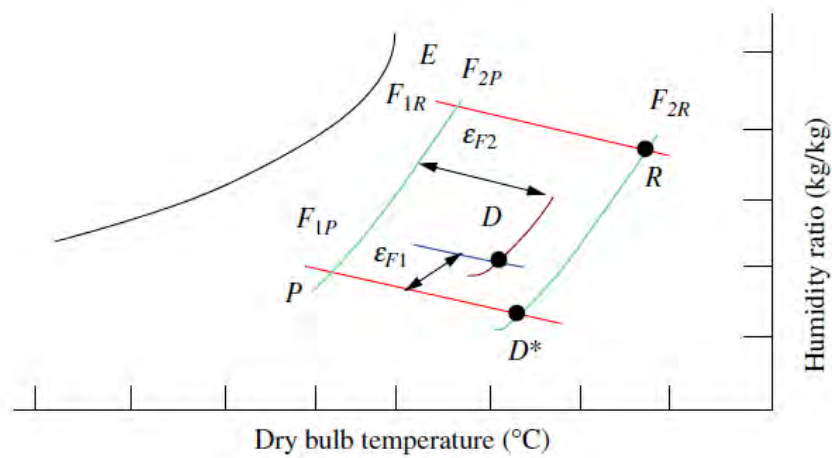
Para el cálculo del sistema de ecuaciones no lineales F_1 y F_2 , se requieren los valores de efectividad ε_{F1} y ε_{F2} . Mediante la Figura 8 se obtiene la siguiente relación:

$$\varepsilon_{F1} = \frac{F_{1D} - F_{1P}}{F_{1R} - F_{1P}} \quad (3)$$

$$\varepsilon_{F2} = \frac{F_{2D} - F_{2P}}{F_{2R} - F_{2P}} \quad (4)$$

Figura 8

Proceso ideal de deshumidificación en rueda desecante



Nota. Adaptado de “A review on use of TRNSYS as simulation tool in performance prediction of desiccant cooling cycle” (p. 132), por D. B. Jani, 2019, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 140(5).

Dependiendo del rendimiento de la rueda, los valores de efectividad (ϵ_{F1} y ϵ_{F2}) pueden variar entre 0 y 1, y para el caso ideal (ver Figura 8) correspondería $\epsilon_{F1} = 0$ y $\epsilon_{F2} = 1$. Por ejemplo, Panaras et al. (2010) menciona valores preestablecidos fijos para los siguientes casos comunes:

- Alto rendimiento de rueda desecante: $\epsilon_{F1} = 0.05$ y $\epsilon_{F2} = 0.95$.
- Rendimiento moderado de rueda desecante: $\epsilon_{F1} = 0.08$ y $\epsilon_{F2} = 0.8$.
- Bajo rendimiento de rueda desecante: $\epsilon_{F1} = 0.1$ y $\epsilon_{F2} = 0.7$.

CAPÍTULO II: PROPUESTAS DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CON RUEDA DESECANTE

En el presente capítulo se determinan primero las condiciones ambientales de contorno a evaluar. Para ello, se realiza una comparación de las temperaturas y humedades de diferentes ciudades de la selva peruana, y luego se selecciona una de ellas. Posteriormente, se seleccionan los sistemas de climatización con rueda desecante a evaluar. Adicionalmente, se detallan todos los cambios psicrométricos suscitados en cada proceso.

2.1 Determinación de condiciones ambientales

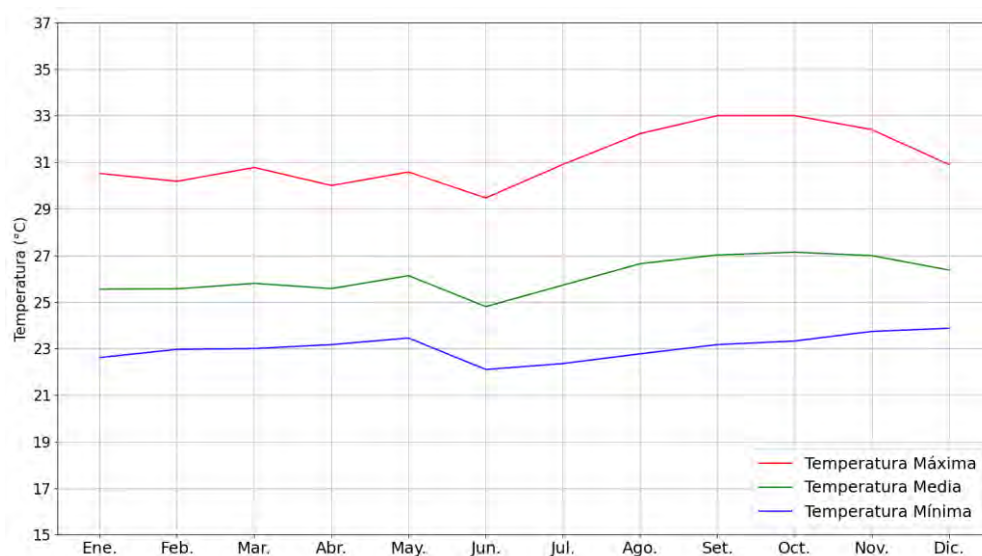
El objetivo del estudio es la aplicación de los sistemas con rueda desecantes en zonas tropicales, donde las condiciones de temperatura y humedad son extremas. Ante ello se ha determinado dos principales ciudades tropicales del nororiente del Perú: Iquitos y Tarapoto. A continuación, se detalla las características climáticas de dichas ciudades.

2.1.1 Iquitos

Esta ciudad selvática peruana es la capital de la provincia de Maynas y del departamento de Loreto. Durante el transcurso del año 2023, la temperatura promedio osciló entre 22 a 33 °C (ver Figura 9) y su humedad relativa promedio varió entre 83 y 90 % (ver Figura 10). Asimismo, en la ilustración se observa que los días más cálidos se presentan durante los meses de septiembre y octubre, mientras que los días más frescos en junio.

Figura 9

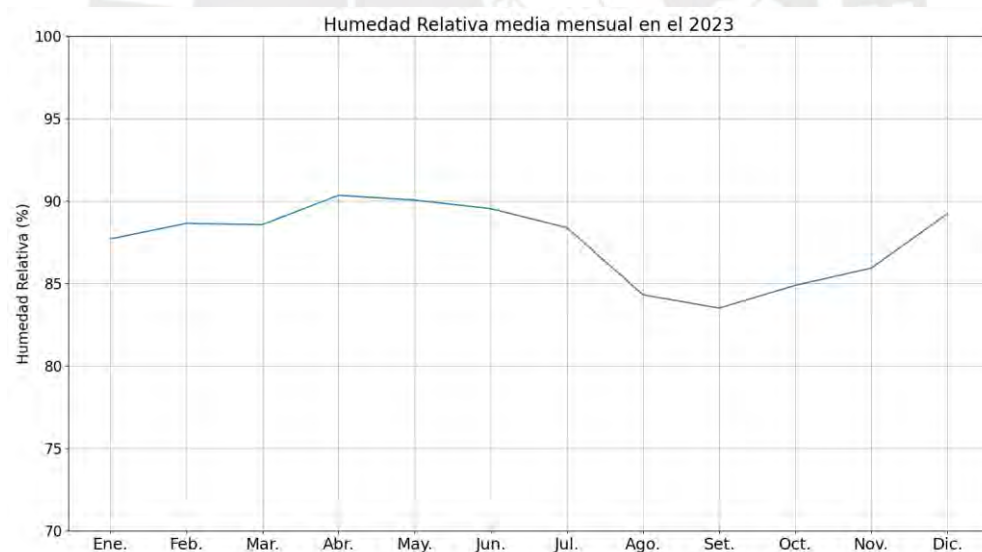
Temperatura del aire media mensual en Iquitos durante el 2023



Nota. Datos obtenidos del Aeropuerto Internacional Coronel FAP Francisco Secada Vignetta, Iquitos, Perú (SPQT) - METAR Pasados, s. f.

Figura 10

Humedad relativa media mensual en Iquitos durante el 2023



Nota. Datos obtenidos del Aeropuerto Internacional Coronel FAP Francisco Secada Vignetta, Iquitos, Perú (SPQT) - METAR Pasados, s. f.

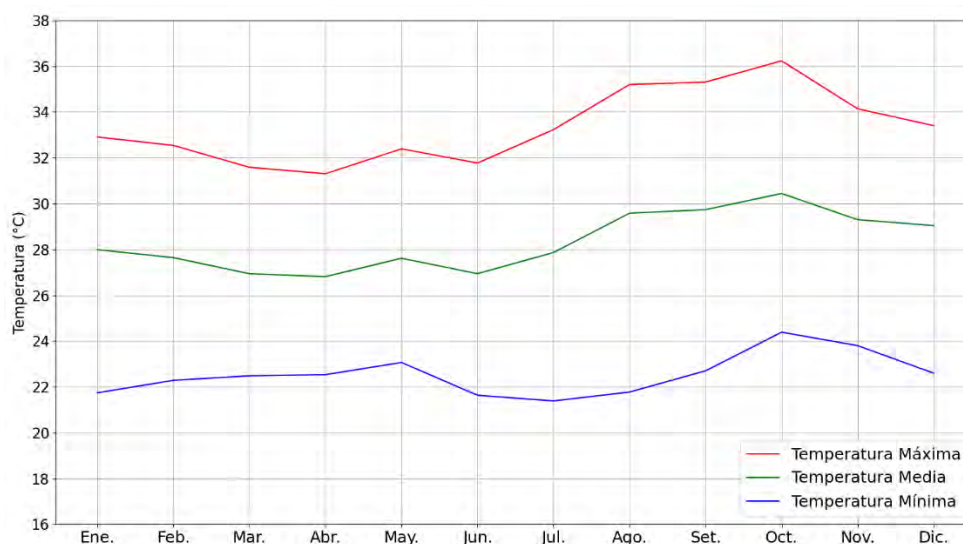
2.1.2 Tarapoto

Esta otra ciudad peruana, conocida como Ciudad de las Palmeras, es la capital de la provincia de San Martín y del departamento de San Martín. Durante el transcurso del año 2023, la

temperatura fluctuó entre 21 a 36 °C (ver Figura 11) y su humedad relativa promedio varió entre 64 y 84 % (ver Figura 12). En este caso, se percibe que la época más cálida sucede en octubre, y la más fresca entre abril a julio.

Figura 11

Temperatura del aire media mensual en Tarapoto durante el 2023



Nota. Datos obtenidos del Cadete FAP Guillermo del Castillo Paredes Airport, Tarapoto, Perú (SPST) - METAR Pasados, s. f.

Figura 12

Humedad relativa media mensual en Tarapoto durante el 2023



Nota. Datos obtenidos del Cadete FAP Guillermo del Castillo Paredes Airport, Tarapoto, Perú (SPST) - METAR Pasados, s. f.

Como se puede apreciar en las gráficas expuestas, los niveles de temperatura y humedad son parecidos, pero para determinar la región más crítica es necesario analizar efecto que se produce la combinación de ambos parámetros a la población. Para esto, Steadman (1979) desarrolló el parámetro sensación térmica, el cual cuantifica, principalmente, la incomodidad por un alto grado de temperatura y la humedad excesiva. En la Tabla 2 se muestra la comparación de la sensación térmica máxima promedio en ambas regiones durante el año 2023.

Tabla 2

Promedios de las máximas sensaciones térmicas (°C) alcanzadas en el 2023

Meses	Iquitos	Tarapoto
Enero	37.79	36.66
Febrero	37.56	36.95
Marzo	38.95	35.99
Abril	37.34	36.10
Mayo	38.95	37.07
Junio	36.04	35.05
Julio	39.15	36.45
Agosto	41.04	38.69
Septiembre	42.34	39.24
Octubre	43.20	40.42
Noviembre	42.36	38.97
Diciembre	39.48	36.54

Nota. El cálculo para la sensación térmica se obtiene aplicando la ecuación de regresión de Rothfus (Heat Index Equation, s. f.). Esta ecuación tiene como parámetros de entrada a la humedad relativa y la temperatura en grados Fahrenheit, por lo que se realiza una conversión de unidades previo y posterior a dicha fórmula.

Se aprecia entonces que la sensación térmica es similar en ambas ciudades, con valores altos llegando a provocar posible insolación, golpes de calor y calambres (Tabla para calcular sensación térmica por efecto del calor y la humedad, s/f). Sin embargo, en Iquitos es más constante y con el mayor grado de sensación térmica. Por tanto, esta región amazónica será la empleada en el estudio de la aplicación del sistema de climatización con rueda desecante.

2.2 Selección de sistemas de climatización

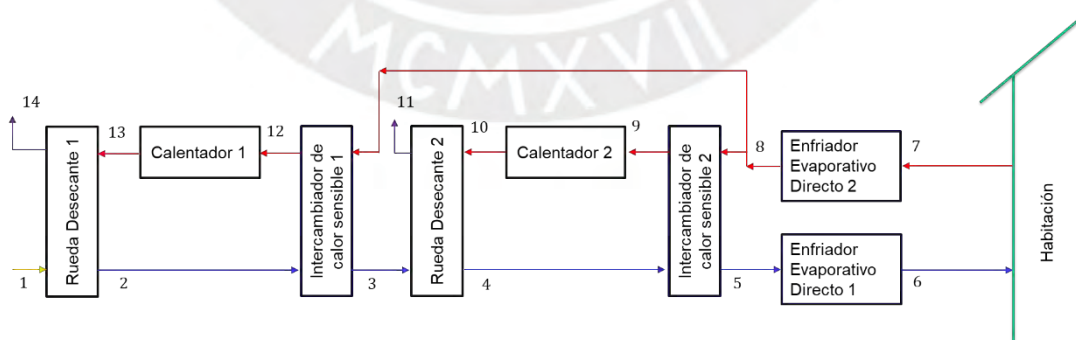
Diversos investigadores han diseñado varias configuraciones de sistemas de refrigeración con rueda desecante para diferentes regiones, es decir para diferentes niveles de temperatura y humedad. Sus resultados muestran que emplear únicamente sistemas de una etapa no satisfacen los criterios de confort térmico en regiones tropicales. Ante ello, Ge et al. (2009) propone arreglos de sistemas de climatización desecante de dos etapas (TSDCS), los cuales tienen un proceso de deshumidificación de dos pasos y dos intercambiadores de calor antes del equipo de enfriamiento.

2.1.1 Diseño 1 basado en ciclo Pennington

En la Figura 13 se muestra el diagrama del arreglo basado en el ciclo Pennington (TSDCS-V). En este sistema, el aire de proceso (estado 1) proviene del ambiente y pasa por dos etapas de deshumidificación e intercambio de calor para luego ser refrigerado por el DEC1 y suministrado a la habitación (estado 6). Por el otro lado, el aire que se retira de la habitación (estado 7) pasa por un segundo DEC, aquí el flujo se divide para cada etapa de intercambio de calor y deshumidificaron del desecante para reducir el consumo de calor de reactivación. Finalmente, después de terminado los procesos mencionados, el flujo de aire de regeneración se expulsa al ambiente (estados 11 y 14).

Figura 13

Sistema 1 con ciclo Pennington (TSDCS-V)



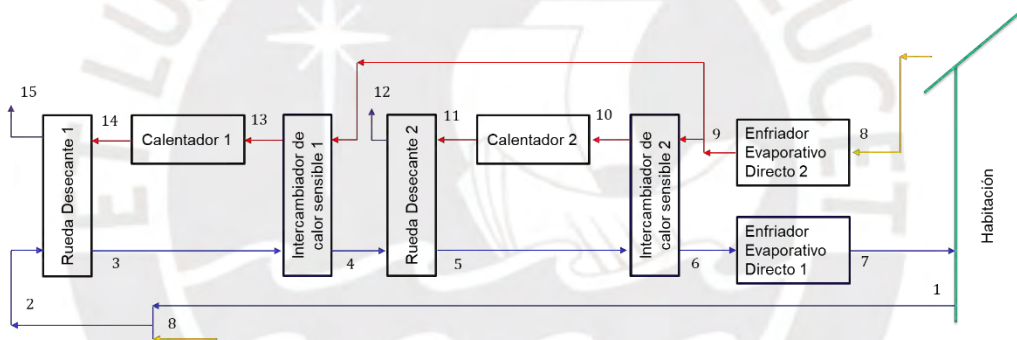
Nota. Adaptado de “Energy and performance analysis of solar solid desiccant cooling systems for energy efficient buildings in tropical regions” (p. 6), por M. Dezfouli, 2022, Energy Conversion And Management: X, 14(100186).

2.1.2 Diseño 2 basado en ciclo de recirculación

En la Figura 14 se muestra el segundo diagrama del arreglo basado en el ciclo de recirculación (TSDCS-R). A diferencia del sistema anterior, el aire del proceso (estado 2) proviene de la mezcla de la habitación y del ambiente. Esto se realiza para la renovación del aire de la habitación. Luego se repite el proceso de deshumidificación e intercambio de calor de doble etapa y refrigeración por el DEC1 para dar a la habitación (estado 7) el aire frío limpio. Por el otro lado, en la regeneración se emplea el aire ambiental (estado 8) que, posteriormente del DEC2, el flujo se divide para cada etapa de intercambio de calor y deshumidificaron del desecante. Después de la conclusión de cada etapa, el flujo de aire de regeneración se expulsa al ambiente (estados 12 y 15).

Figura 14

Sistema 2 con ciclo de recirculación (TSDCS-R)



Nota. Adaptado de “Energy and performance analysis of solar solid desiccant cooling systems for energy efficient buildings in tropical regions” (p. 6), por M. Dezfouli, 2022, Energy Conversion And Management: X, 14(100186).

2.3 Cambios psicrométricos y energéticos por procesos

A continuación, se desarrollan los balances de energía para cada proceso, así como los cálculos de los estados psicrométricos que se obtienen mediante las ecuaciones establecidas en el ASHRAE Handbook—Fundamentals (2021). Para este análisis se emplea como ejemplo el arreglo 1 (Figura 13). Adicional, para el cálculo de la T_{wb} , Stull (2011) se utiliza la siguiente expresión:

$$T_{wb} = T * \tan^{-1}(0.151977(\phi + 8.313659)^{0.5}) + \tan^{-1}(T + \phi) - \tan^{-1}(\phi - 1.676331) + 0.00391838(\phi)^{1.5} \tan^{-1}(0.023101\phi) - 4.686035 \quad (5)$$

Esta relación es válida para valores de ϕ entre 5 y 99 %, y de T entre -20 y 50 °C.

2.3.1 Rueda desecante

Tal como se ha explicado en el capítulo anterior, varias simulaciones en regiones tropicales emplean el modelo simplificado de rueda desecante de Jurinak (1982); no obstante, no existe una convergencia para los valores de efectividad de la rueda. Esto se debe a que las condiciones de operación son diferentes; es decir, cada región tiene su propia combinación de temperatura y humedad, lo que afecta significativamente a los modelos. Por tal razón, para este estudio se ha considerado un rendimiento moderado, el cual se acerca a los valores aplicados en las investigaciones consultadas. Con ello se tienen las siguientes relaciones:

$$T_2, \omega_2 = f(T_1, \omega_1, T_{13}, \omega_{13}, 0.08, 0.8) \quad (6)$$

$$T_4, \omega_4 = f(T_3, \omega_3, T_{10}, \omega_{10}, 0.08, 0.8) \quad (7)$$

En donde f representa la combinación de las funciones potenciales (F1 y F2) y las efectividades (ε_{F1} y ε_{F2}) de la rueda desecante. Además, los estados 1 y 3 corresponden al flujo de aire del proceso, mientras que los estados 11 y 14, al flujo de regeneración.

Por otro lado, Van Den Bulck et al. (1988) propone el siguiente índice de efectividad de la rueda desecante para el proceso de deshumidificación:

$$\varepsilon_{\omega-DW1} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1 - \omega_{2,ideal}} \quad (8)$$

$$\varepsilon_{\omega-DW2} = \frac{\omega_3 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_{4,ideal}} \quad (9)$$

En donde $\omega_{2,ideal}$ y $\omega_{4,ideal}$ representan la humedad absoluta ideal del aire de proceso a la salida de la rueda. Este valor puede tomarse como cero, asumiendo que el aire se ha deshumidificado por completo.

2.3.2 Intercambiador de calor sensible

Dado que el intercambiador de calor empleado es sensible, solo hay transferencia de calor y no de humedad. Cabe resaltar que, en la regeneración, las propiedades del aire de retorno para ambos intercambiadores de calor es la misma, por lo que obtienen las siguientes ecuaciones:

$$T_3 = T_2 - \varepsilon_{SHE1}(T_2 - T_8) \text{ y } \omega_3 = \omega_2 \quad (10)$$

$$T_5 = T_4 - \varepsilon_{SHE2}(T_4 - T_8) \text{ y } \omega_5 = \omega_4 \quad (11)$$

2.3.3 Calentador

En este proceso el aire de regeneración se calienta hasta la temperatura establecida. Cuanto más alta sea la temperatura, mayor será la deshumidificación del desecante dentro del rango de acción de este. La relación de energía es la siguiente:

$$q_{hx1} = \frac{(h_{13} - h_{12})}{\varepsilon_{HX1}} \quad (12)$$

$$q_{hx2} = \frac{(h_{10} - h_9)}{\varepsilon_{HX2}} \quad (13)$$

2.3.3 Enfriador evaporativo directo

En el DEC, un pequeño flujo de agua es rociada directamente al flujo del aire de proceso, es decir, humidificando se logra disminuir la temperatura del aire. En este proceso solo hay transferencia de masa (humedad) y se lleva a cabo a una temperatura constante de bulbo húmedo (T_{wb}). Realizando el balance de energía se obtiene lo siguiente:

$$T_6 = T_5 - \varepsilon_{DEC1}(T_5 - T_{wb,5}) \text{ y } T_{wb,6} = T_{wb,5} \quad (14)$$

$$T_8 = T_7 - \varepsilon_{DEC2}(T_7 - T_{wb,7}) \text{ y } T_{wb,8} = T_{wb,7} \quad (15)$$

CAPÍTULO III: SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se desarrollan las simulaciones de los diseños propuestos a las condiciones ambientales seleccionadas. Luego, se presentan y analizan los resultados obtenidos. Del análisis realizado, se selecciona el arreglo óptimo en función a la temperatura de regeneración requerida y al coeficiente de desempeño logrado.

3.1 Condiciones de entrada para la simulación

Para la evaluación de los diseños se requiere definir ciertos parámetros alrededor del sistema, como la información ambiental y las condiciones de confort térmico, los cuales se detallan a continuación.

3.1.1 Condiciones ambientales

En el segundo capítulo se señaló a Iquitos, como ciudad de evaluación. Así mismo, se determinó que en el mes de octubre se da la temporada más crítica, habiendo alrededor de 43 °C de sensación térmica promedio. Mediante el proceso de estos datos, se establece la temperatura y humedad relativa del aire del ambiente a 32 °C y 79.5 %, respectivamente.

3.1.1 Condiciones de confort térmico

Para condiciones de confort en interiores, el ANSI/ASHRAE Standard 55-2023 (2023) define rangos de temperatura y humedad. Por ello, en la habitación se establece que la temperatura sea de 25 °C con 50 % de humedad relativa.

3.2 Análisis de resultados

El análisis de los diseños propuestos se basa en el coeficiente de desempeño (COP) alcanzado a diferentes temperaturas de regeneración para cada etapa. Para el primer arreglo, se fijó a la rueda desecante 1, y luego a la otra rueda. Seguidamente, se varió estas temperaturas en el rango de 80 a 120 °C. En el segundo arreglo, se desarrolló en base a dos casos, una sin mezcla y otra con mezcla del exterior. Asimismo, se modificó las temperaturas de regeneración entre 70 y 120 °C. Cabe precisar que, en este diseño, el porcentaje de aire del ambiente que se mezcla

con el aire de retorno influye considerablemente en el desempeño del sistema. Por otro lado, se estableció que el flujo másico del aire de proceso sea de 0.2681 kg/s, y el de la regeneración de 0.1340 kg/s, tal como lo emplea Dezfouli et al. (2022).

3.2.1 Resultados Diseño 1

En las Tablas 3 y 4 se detallan los valores de la efectividad alcanzados por cada rueda desecante, la capacidad de enfriamiento, el calor necesario para la regeneración, y el COP del sistema. El código empleado para la simulación de este arreglo se detalla en el anexo A.

Tabla 3

Indicadores de desempeño del diseño 1 con T_{reg1} a 80 °C

T_{13} (°C)	T_{10} (°C)	$\varepsilon_{\omega-DW1}$	$\varepsilon_{\omega-DW2}$	\dot{Q}_{cool} (kW)	\dot{Q}_{heat} (kW)	COP
80	80	52.58	61.72	2.79	7.98	0.350
80	85	52.58	66.49	3.10	8.44	0.368
80	90	52.58	70.92	3.41	8.91	0.383
80	95	52.58	75.00	3.72	9.38	0.396
80	100	52.58	78.74	4.00	9.87	0.406
80	105	52.58	82.12	4.27	10.36	0.412
80	110	52.58	85.15	4.52	10.87	0.415
80	115	52.58	87.84	4.72	11.39	0.414
80	120	52.58	90.18	4.87	11.92	0.409

Nota. El valor del COP se define como la razón del \dot{Q}_{cool} sobre el \dot{Q}_{heat} . $\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_{proceso} * (h(7) - h(6))$,

$\dot{Q}_{heat} = \dot{m}_{regeneración} * (h(13) - h(12) + h(10) - h(9))$, $T(13) = T_{reg1}$.

Tabla 4*Indicadores de desempeño del diseño 1 con T_{reg2} a 80 °C*

T_{13} (°C)	T_{10} (°C)	$\varepsilon_{\omega-DW1}$	$\varepsilon_{\omega-DW2}$	\dot{Q}_{cool} (kW)	\dot{Q}_{heat} (kW)	COP
80	80	52.58	61.72	2.79	7.98	0.350
85	80	55.84	61.27	3.04	8.41	0.361
90	80	58.99	60.71	3.27	8.85	0.369
95	80	62.02	60.04	3.49	9.28	0.376
100	80	64.94	59.24	3.71	9.71	0.382
105	80	67.73	58.28	3.91	10.15	0.386
110	80	70.42	57.15	4.11	10.59	0.388
115	80	72.99	55.80	4.30	11.03	0.390
120	80	75.44	54.22	4.48	11.47	0.390

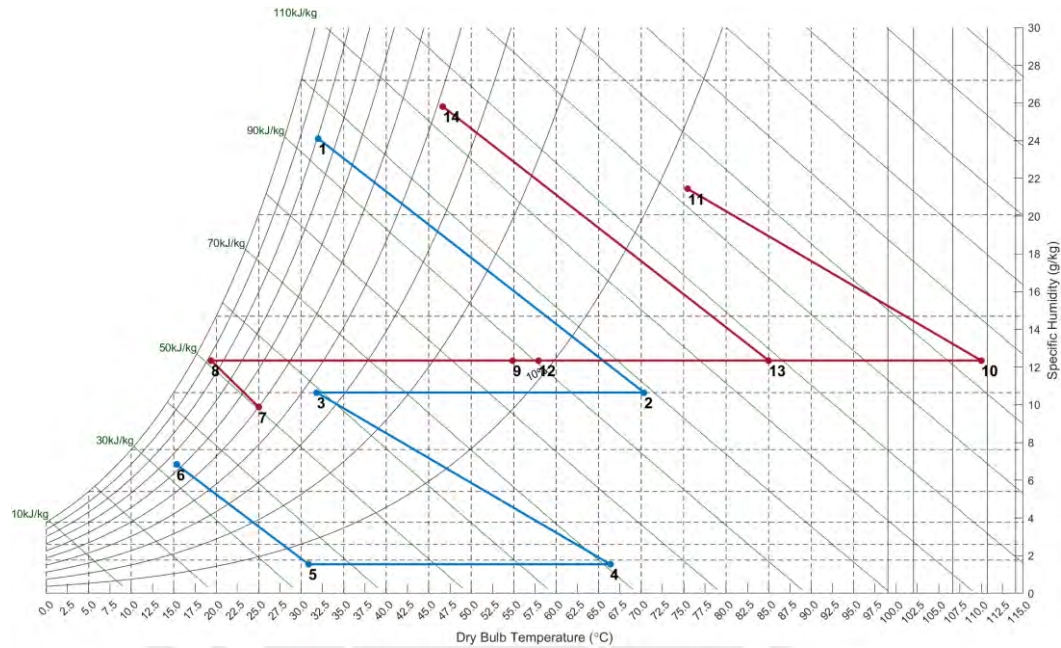
Nota. El valor del COP se define como la razón del \dot{Q}_{cool} sobre el \dot{Q}_{heat} . $\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_{proceso} * (h(7) - h(6))$,
 $\dot{Q}_{heat} = \dot{m}_{regeneración} * (h(13) - h(12) + h(10) - h(9))$, $T(10) = T_{reg2}$.

Se observa entonces que cuando la variación de la temperatura de regeneración en la segunda rueda afecta ligeramente en el COP, caso contrario en la primera etapa, en donde el desempeño es más sensible a este parámetro. Se establece además que el COP máximo alcanzado es de 0.415 a las temperaturas de regeneración de 80 y 110 °C para cada etapa, respectivamente. Esto significa que la temperatura de la fuente de calor debe sea superior a 100°C, lo cual podría ser un obstáculo en su implementación.

En la Figura 15 se muestra la carta psicrométrica del sistema y en la Tabla 5, las propiedades de los estados del arreglo para el caso óptimo. Las líneas azules y rojas reflejan los lados del aire de proceso y del aire de regeneración, respectivamente.

Figura 15

Carta psicrometría del arreglo 1 basado en ciclo Pennington



Nota. Los estados mostrados han sido calculados para el caso óptimo, en donde $T_{reg1} = 85\text{ °C}$ y $T_{reg2} = 110\text{ °C}$. El COP alcanzado es de 0.416.

Tabla 5

Propiedades de los estados calculados del arreglo 1

Estados	T (°C)	T_{wb} (°C)	ϕ (%)	ω (kg/kg)	h (kJ/kg)
1	32.0	29.0	79.5	0.0241	93.9
2	70.3	31.6	5.4	0.0106	98.8
3	31.8	21.1	36.2	0.0106	59.3
4	66.3	26.2	1.0	0.0015	70.8
5	30.9	11.5	5.7	0.0015	35.0
6	15.3	11.5	63.1	0.0068	32.7
7	25.0	18.0	50.0	0.0099	50.3
8	19.4	18.0	87.5	0.0123	50.8
9	54.9	28.8	12.6	0.0123	87.4
10	110.0	45.8	1.4	0.0123	144.1
11	75.5	37.6	8.6	0.0214	132.6
12	57.9	29.5	10.9	0.0123	90.5

13	85.0	36.6	3.4	0.0123	118.3
14	46.7	33.6	38.7	0.0258	113.7

Nota. Estos valores fueron calculados utilizando el programa creado para el desarrollo de la presente investigación, el cual se detalla en el anexo A.

3.2.2 Resultados Diseño 2

En la Tabla 6 se detallan los indicadores de desempeño para el ciclo sin mezcla del ambiente en el retorno, mientras que en la Tabla 7, con mezcla del 20 %. El código empleado para la simulación de este arreglo se detalla en el anexo B.

Tabla 6

Indicadores de desempeño del diseño 2 sin mezcla en el retorno

T ₁₃ (°C)	T ₁₀ (°C)	$\varepsilon_{\omega-DW1}$	$\varepsilon_{\omega-DW2}$	\dot{Q}_{cool} (kW)	\dot{Q}_{heat} (kW)	COP
70	80	39.19	35.87	1.79	9.78	0.183
70	90	39.19	52.80	2.49	10.77	0.232
70	100	39.19	66.75	3.09	11.79	0.262
80	80	52.55	28.24	2.30	10.81	0.213
80	90	52.55	48.26	2.97	11.81	0.252
80	100	52.55	64.43	3.51	12.87	0.273
90	90	64.12	41.33	3.39	12.88	0.263
90	100	64.12	60.61	3.85	13.96	0.275
100	100	73.90	54.45	4.11	15.07	0.272
100	110	73.90	71.90	4.07	16.24	0.250

Nota. El valor del COP se define como la razón del \dot{Q}_{cool} sobre el \dot{Q}_{heat} . $\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_{proceso} * (h(1) - h(7))$,
 $\dot{Q}_{heat} = \dot{m}_{regeneración} * (h(14) - h(13) + h(11) - h(10))$.

Tabla 7*Indicadores de desempeño del diseño 2 con mezcla del 20 %*

T ₁₃ (°C)	T ₁₀ (°C)	$\varepsilon_{\omega-DW1}$	$\varepsilon_{\omega-DW2}$	\dot{Q}_{cool} (kW)	\dot{Q}_{heat} (kW)	COP
70	90	38.82	52.76	1.50	10.07	0.149
70	100	38.82	65.29	2.17	11.04	0.197
70	110	38.82	75.62	2.72	12.06	0.226
70	120	38.82	83.77	3.03	13.13	0.231
80	90	50.45	49.60	2.05	11.06	0.185
80	100	50.45	63.81	2.68	12.07	0.222
80	110	50.45	75.26	3.15	13.12	0.240
80	120	50.45	84.04	3.30	14.33	0.230
90	90	60.80	44.92	2.53	12.07	0.210
90	100	60.80	61.33	3.11	13.10	0.238
90	110	60.80	74.26	3.49	14.18	0.246
90	120	60.80	83.89	3.44	15.32	0.225

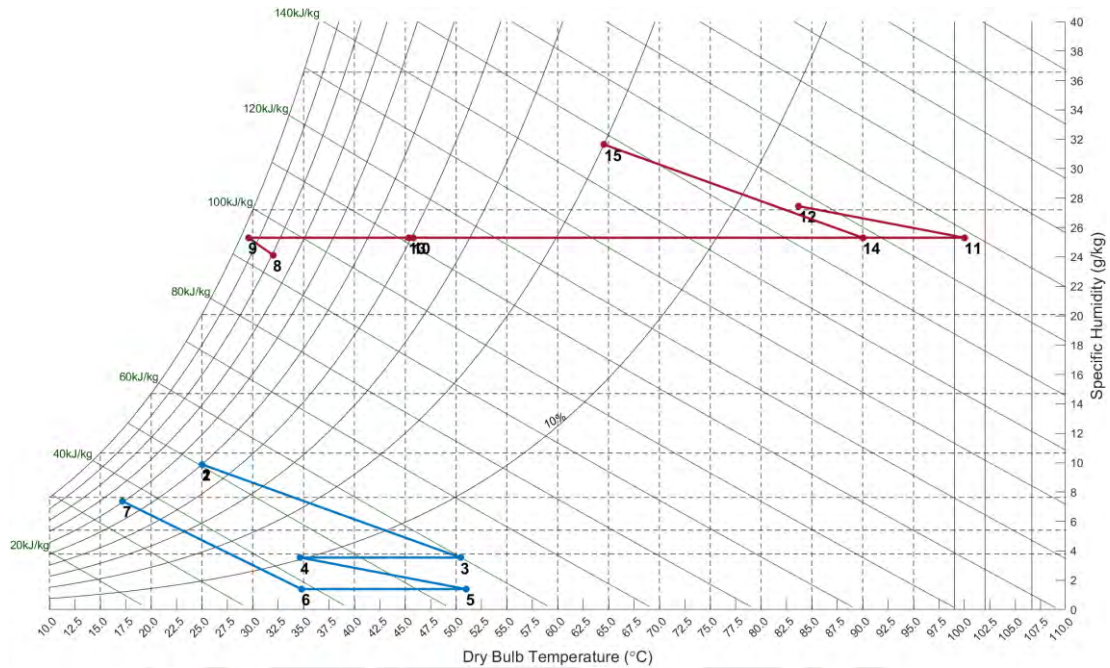
Nota. El valor del COP se define como la razón del \dot{Q}_{cool} sobre el \dot{Q}_{heat} . $\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_{proceso} * (h(1) - h(7))$,
 $\dot{Q}_{heat} = \dot{m}_{regeneración} * (h(14) - h(13) + h(11) - h(10))$.

Se observa entonces que en este ciclo la mezcla del aire de retorno con el del ambiente afecta el desempeño del sistema; por lo que si no se aplicara no habría renovación del aire de la habitación, generando un problema. Además, el máximo COP obtenido es de 0.275, el cual es menor en comparación al del arreglo 1. Esto comprueba que las condiciones ambientales son fundamentales en el diseño de los sistemas de climatización con rueda desecante.

En la Figura 16 se muestra la carta psicrométrica del sistema 2 y en Tabla 8, las propiedades de los estados del arreglo para el caso óptimo. Las líneas azules y rojas reflejan los lados del aire de proceso y del aire de regeneración, respectivamente.

Figura 16

Carta psicrométrica del arreglo 2 basado en ciclo de recirculación



Nota. Los estados mostrados han sido calculados para el caso óptimo (sin mezcla en el retorno), en donde $T_{reg1} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{reg2} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$. El COP alcanzado es de 0.275.

Después de analizar ambas propuestas, se concluye que el arreglo TSDCS-V es el más adecuado para la ciudad de Iquitos y la temperatura máxima requerida para la regeneración es de $110\text{ }^{\circ}\text{C}$, la cual como se ha mencionado en capítulos anteriores puede provenir de un calor residual o solar.

Tabla 8

Propiedades de los estados calculados del arreglo 2

Estados	T ($^{\circ}\text{C}$)	T_{wb} ($^{\circ}\text{C}$)	ϕ (%)	ω (kg/kg)	h (kJ/kg)
1	25.0	18.0	50.0	0.0099	50.3
2	25.0	18.0	50.0	0.0099	50.3
3	50.4	20.8	4.6	0.0035	60.0
4	34.7	15.6	10.4	0.0035	44.0
5	51.0	19.7	1.8	0.0014	55.0
6	35.0	12.8	4.1	0.0014	38.6
7	17.2	18.0	60.6	0.0074	36.0

8	32.0	29.0	79.5	0.0241	93.9
9	29.6	29.0	95.6	0.0253	94.4
10	45.8	33.2	39.7	0.0253	111.5
11	100.0	44.6	3.9	0.0253	168.6
12	83.7	41.3	7.8	0.0275	157.1
13	45.3	33.1	40.6	0.0253	111.0
14	90.0	42.0	5.6	0.0253	158.1
15	64.6	39.4	20.0	0.0316	147.9

Nota Estos valores fueron calculados utilizando el programa creado para el desarrollo de la presente investigación, el cual se detalla en el anexo B.



CAPÍTULO IV: EVALUACIÓN DE CASO ESTUDIO

En este último capítulo se plantea la comparación del sistema seleccionado con una unidad de aire acondicionado tradicional para una habitación establecida (caso estudio). Los resultados de la simulación del diseño propuesto fueron analizados en términos de indicadores de desempeño, tales como el COP y consumo energético.

4.1 Descripción del caso estudio

El edificio de referencia para el análisis del caso es el hotel DoubleTree by Hilton Iquitos. Este hotel cuenta con habitaciones de 28 a 51 m² y suites de 42 a 69 m², para una ocupación máxima por habitación de 4 personas. El sistema de aire acondicionado instalado en cada habitación corresponde a una unidad tipo Split con una capacidad de 18000 BTU/h y EER de 3.25.

4.2 Evaluación confort térmico y consumo energético

Ambos escenarios cumplen con el ANSI/ASHRAE Standard 55-2023 (2023), además de ello, en el sistema desecante se tiene renovación del aire. Por el lado del consumo energético, el arreglo TDSCS-V necesitaría un flujo de aire mínimo de 970 m³/h para alcanzar una capacidad de enfriamiento de 18000 BTU/h. Ello implicaría un gasto de 12.76 kW, en comparación a los 1.62 kW que requiere la unidad convencional. Como se ha demostrado en el capítulo anterior, esta alta demanda energética se debe a la elevada temperatura y humedad del aire de la región tropical. A pesar de ello, dado que en el sistema alternativo se requiere energía térmica, esta puede ser suministrada por otras fuentes de energía, tales como el calor residual o solar, reduciendo así el posible consumo eléctrico.

4.3 Evaluación de huella de carbono

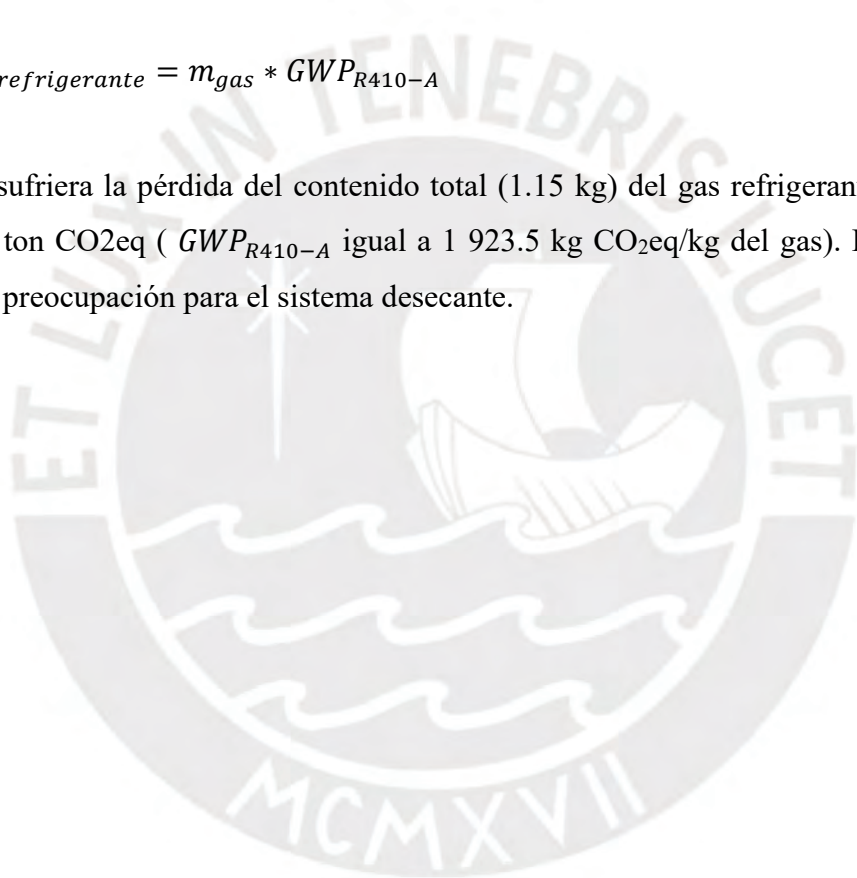
Con relación al ámbito ambiental, de acuerdo con al Quinto Informe de Evaluación sobre Cambio Climático del Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC, 2013), los sistemas son evaluados por su huella de carbono expresado en emisiones de dióxido de carbono equivalente (CO₂eq). Las emisiones anuales generadas por consumo eléctrico y por consumo de gas refrigerante se determinan, respectivamente:

$$E_{\text{Consumo Eléctrico}} = CEE * FE \quad (16)$$

En donde el factor de emisión por consumo eléctrico mensual (FE) es de 0.6593 kg CO₂eq/kWh (Indicadores de Ecoeficiencia 2024, 2024). Para el año se consideró una operación continua de 10 horas al día. Con estos datos se obtiene que la unidad tradicional instalada emitiría 6.06 ton CO₂eq, mientras que el arreglo desecante produciría 30.29 ton CO₂eq. Sin embargo, si el arreglo desecante utilizara energía residual o solar, se reduciría radicalmente las emisiones generadas a 0. Por otra parte, un punto adicional es la posibilidad de fallas y recargas del gas refrigerante, lo que podría generar emisiones de acuerdo a la siguiente relación:

$$E_{\text{refrigerante}} = m_{\text{gas}} * GWP_{R410-A} \quad (17)$$

Si el equipo sufriera la pérdida del contenido total (1.15 kg) del gas refrigerante R410-A se emitiría 2.21 ton CO₂eq (GWP_{R410-A} igual a 1 923.5 kg CO₂eq/kg del gas). Lo cual no se tendría como preocupación para el sistema desecante.



Conclusiones

1. Se identificó que, entre todas las variables asociadas al funcionamiento de la rueda desecante, la temperatura de regeneración y las propiedades del aire del ambiente son los parámetros más relevantes en el desempeño de estos sistemas.
2. Se determinó que la ciudad de Iquitos posee los más altos grados de sensación térmica en la selva peruana. Como se ha mencionado anteriormente, esto influye notablemente en la eficiencia de los sistemas desecantes.
3. Se propuso dos arreglos desecantes aplicables para la región de Iquitos. Dado sus altos niveles de temperatura y humedad se requirió que estos arreglos sean de doble etapa para poder alcanzar las condiciones de confort establecidas por el ANSI/ASHRAE Standard 55-2023 (2023).
4. Se determinó, mediante simulaciones, que el diseño óptimo pertenece a la propuesta 1 (sistema TSDCS-V basado en ciclo Pennington), puesto que se obtiene el mejor COP (0.415) a una temperatura máxima de regeneración de 110 °C. Si bien la teoría indica que el sistema con recirculación logra mayor refrigeración; esto no sucede en este escenario dado a las propias condiciones ambientales, en donde la humedad de Iquitos es superior a las evaluadas en otras investigaciones.
5. En el caso estudio, desde la perspectiva energética, se comprobó que un equipo tradicional es más eficiente que el sistema con rueda desecante. Como se ha explicado en el documento, estos sistemas alternativos requieren una mayor energía por la alta condición húmeda existente en Iquitos. No obstante, se precisó que esta energía es térmica, la cual puede extraída de otras fuentes de energía, tales como el calor residual de otros equipos o por un concentrador solar.
6. En el caso estudio, desde la perspectiva ambiental, se observó que, si se utiliza como fuente de energía a la eléctrica, el tradicional emite menos CO₂ que el alternativo. Sin embargo, si el diseño desecante utiliza otras fuentes de calor (residual o solar), se suprimiría entonces las posibles emisiones generadas.

Recomendaciones

1. Debido a la limitante tecnológica actual (eficiencia energética) para los sistemas con rueda desecante, se recomienda utilizar la combinación de estos sistemas con los sistemas convencionales de aire acondicionado (refrigeración por compresión o por absorción). Es decir, estos equipos tradicionales se encargarían de la carga sensible, mientras que la carga latente sería asumida por el arreglo desecante, utilizando como fuente de energía calores residuales o solar. Con ello se reduciría notablemente la huella de carbono y se lograría un ahorro en el consumo energético.
2. Se recomienda realizar la experimentación del prototipo del arreglo desecante y comparar el desempeño alcanzado con respecto al logrado en este documento. Ello permitirá conocer la precisión de los resultados obtenidos por el algoritmo desarrollado con respecto a la realidad.
3. Se sugiere también el diseño e implementación de sistemas desecantes híbridos, en donde se le agregue partes de los equipos de climatización convencional, tales como evaporadores, y emplee dispositivos de recolección de energía eco amigable, como un colector solar.
4. Se recomienda desarrollar otras investigaciones sobre la aplicación de los sistemas con ruedas desecantes en otras regiones del Perú.

Referencias bibliográficas

2021 ASHRAE Handbook--Fundamentals (SI). (2021). ASHRAE.

Abdelgaied, M., Saber, M. A., Bassuoni, M. M., & Khaira, A. M. (2023). Adsorption air conditioning: a comprehensive review in desiccant materials, system progress, and recent studies on different configurations of hybrid solid desiccant air conditioning systems. *Environmental Science And Pollution Research International*, *30*(11), 28344-28372. <https://doi.org/10.1007/s11356-023-25209-z>

Aeropuerto Internacional Coronel FAP Francisco Secada Vignetta, Iquitos, Perú (SPQT) - METAR pasados. (s. f.). Metar-Taf.com. <https://metar- taf.com/es/history/SPQT/2023>
ANSI/ASHRAE Standard 55-2023: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. (2023). ASHRAE.

Cadete FAP Guillermo Del Castillo Paredes Airport, Tarapoto, Perú (SPST) - METAR pasados. (s. f.). Metar-Taf.com. <https://metar- taf.com/es/history/SPST/2023>

Çengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoglu, M. (2018). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill.

Chung, J. D., & Lee, D. (2011). Contributions of system components and operating conditions to the performance of desiccant cooling systems. *International Journal Of Refrigeration*, *34*(4), 922-927. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.03.003>

Daou, K., Wang, R., & Xia, Z. (2006). Desiccant cooling air conditioning: a review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, *10*(2), 55-77. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2004.09.010>

Dezfouli, M., Sopian, K., & Kadir, K. (2022). Energy and performance analysis of solar solid desiccant cooling systems for energy efficient buildings in tropical regions. *Energy Conversion And Management*. *X*, *14*, 100186. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100186>

- Enteria, N., Awbi, H., & Yoshino, H. (2017). Desiccant Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems. En *Springer eBooks*. <https://doi.org/10.1007/978-981-10-3047-5>
- Fong, K., & Lee, C. (2020). Solar desiccant cooling system for hot and humid region – A new perspective and investigation. *Solar Energy*, 195, 677-684. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.12.009>
- Ge, T., Li, Y., Wang, R., & Dai, Y. (2009). Experimental study on a two-stage rotary desiccant cooling system. *International Journal Of Refrigeration*, 32(3), 498-508. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.07.001>
- Heat Index equation*. (s. f.). https://www.wpc.ncep.noaa.gov/html/heatindex_equation.shtml
- Indicadores de Ecoeficiencia 2024. (2024). En *Perupetro*. <https://www.perupetro.com.pe/wps/wcm/connect/corporativo/0eb96b8b-2431-4aa7-9988-ef5fd3b29f17/Indicadores%2Bde%2Beconeficiencia%2B2024.pdf?MOD=AJPERES>
- IPCC. (2013). *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press.
- Jani, D. (2021). Performance assessment of solar powered hybrid solid desiccant and dehumidification integrated thermally cooling system using TRNSYS. En *Elsevier eBooks* (pp. 171-203). <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-821221-9.00004-9>
- Jani, D. B., Bhabhor, K., Dadi, M., Doshi, S., Jotaniya, P. V., Ravat, H., & Bhatt, K. (2019). A review on use of TRNSYS as simulation tool in performance prediction of desiccant cooling cycle. *Journal Of Thermal Analysis And Calorimetry*, 140(5), 2011-2031. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08968-1>

- Jani, D., Mishra, M., & Sahoo, P. (2015). Performance studies of hybrid solid desiccant–vapor compression air-conditioning system for hot and humid climates. *Energy And Buildings*, *102*, 284-292. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.05.055>
- Jani, D., Mishra, M., & Sahoo, P. (2016). Solid desiccant air conditioning – A state of the art review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, *60*, 1451-1469. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.03.031>
- Jurinak, J. J. (1982). *Open Cycle Solid desiccant cooling—Component models and system simulations* [Tesis doctoral]. University of Wisconsin-Madison.
- Kanoğlu, M., Çarpınlioğlu, M. Ö., & Yıldırım, M. (2004). Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system. *Applied Thermal Engineering*, *24*(5-6), 919-932. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.10.003>
- La, D., Dai, Y., Li, Y., Wang, R., & Ge, T. (2010). Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, *14*(1), 130-147. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.016>
- Mandegari, M. A., & Pahlavanzadeh, H. (2009). Introduction of a new definition for effectiveness of desiccant wheels. *Energy*, *34*(6), 797-803. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.03.001>
- Mohammed, R. H., Ahmadi, M., Ma, H., & Bigham, S. (2023). Desiccants enabling energy-efficient buildings: A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, *183*, 113418. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113418>
- O'Connor, D., Calautit, J. K. S., & Hughes, B. R. (2016). A review of heat recovery technology for passive ventilation applications. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, *54*, 1481-1493. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.039>
- Olas de calor en la Amazonía: ¿cómo y por qué repercuten en la salud pública?* | Instituto de la Naturaleza, Tierra y Energía (INTE-PUCP). (s. f.). <https://inte.pucp.edu.pe/noticias->

y-eventos/noticias/olas-de-calor-en-la-amazonia-como-y-por-que-repercuten-en-la-salud-publica/

- Panaras, G., Mathioulakis, E., Belessiotis, V., & Kyriakis, N. (2010). Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel model. *Energy And Buildings*, 42(10), 1719-1725. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.05.006>
- Steadman, R. G. (1979). The Assessment of Sultriness. Part I: A Temperature-Humidity Index Based on Human Physiology and Clothing Science. *AMETSOC*. [https://doi.org/10.1175/1520-0450\(1979\)018%3C0861:TAOSPI%3E2.0.CO;2](https://doi.org/10.1175/1520-0450(1979)018%3C0861:TAOSPI%3E2.0.CO;2)
- Stull, R. (2011). Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature. *Journal Of Applied Meteorology And Climatology*, 50(11), 2267-2269. <https://doi.org/10.1175/jamc-d-11-0143.1>
- Tabla para calcular sensación térmica por efecto del calor y la humedad. (s. f.). En *Universidad Politécnica de Madrid*. https://moodle.upm.es/en-abierto/pluginfile.php/172/mod_label/intro/Tabla-para-calcularsensacion-termica-por-efecto-del-calor-y-la-humedad.pdf
- Van Den Bulck, E., Klein, S. A., & Mitchell, J. W. (1988). Second Law Analysis of Solid Desiccant Rotary Dehumidifiers. *Journal Of Solar Energy Engineering*, 110(1), 2-9. <https://doi.org/10.1115/1.3268233>
- Vivekh, P., Pei, S., Pang, W., & Cheng, G. (2023). Air dehumidification performance study of a desiccant wheel by a three-dimensional mathematical model. *International Journal Of Refrigeration*, 147, 163-173. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.10.011>

Anexo A: Programa del sistema 1 con ciclo Pennington (TSDCS-V)

%% Ciclo completo Pennington

Treg1=85; Treg2=110;

% Componentes: DW1, RHW1, DW2, HRW2, DEC1, DEC2, HX1, HX2

%Condiciones ambientales:

% Octubre 2023

% T=34 y Tdp=29 (75.29%)

T_amb = 32; % °C

Dew_amb = 28; % °C (79.4%)

P = 101.325;

%Condiciones de carga

T_load = 25; % °C

hum_load = 0.5; %

% CONDICIONES INICIALES

% Habitacion:

T(7)=T_load; phi(7)=hum_load;

[w(7), Tdp(7), h(7), v(7), Twb(7)] = psicrometria3(T(7),phi(7),P);

% Ambiente:

T(1) = T_amb; Tdp(1) = Dew_amb;

[w(1), phi(1), h(1), v(1), Twb(1)] = psicrometria(T(1),Tdp(1),P);

%Caso 0 mezcla

mix_amb=0;

T(8) = (1-mix_amb)*T(7) + mix_amb*T(1);

w(8) = (1-mix_amb)*w(7) + mix_amb*w(1);

[phi(8), Tdp(8), h(8), v(8), Twb(8)] = psicrometria5(T(8),w(8),P);

% PROCESO

% DEC2:

eff_dec2 = 0.8;

T(9) = T(8) - eff_dec2*(T(8)-Twb(8));

Twb(9)=Twb(8);

[w(9), phi(9), h(9), v(9), Tdp(9)] = psicrometria1(T(9),Twb(9),P);

w(10)=w(9); w(11)=w(9); w(13)=w(9); w(14)=w(9);

% Etapa 1

% DW1:

T(14)=Treg1; % Temperatura regeneracion

[T(2), w(2)] = DW_model2F(T(1),w(1),T(14),w(14),0.08,0.8);

[phi(2), Tdp(2), h(2), v(2), Twb(2)] = psicrometria5(T(2),w(2),P);

```

ehum_dw1 = 100*(w(1)-w(2))/w(1);
mass_rat1 = 2;
esen_dw1 = mass_rat1*(T(1)-T(2))/(T(1)-T(14));
elat_dw1 = mass_rat1*(w(1)-w(2))/(w(1)-w(14));
T(15) = T(14) + esen_dw1*(T(1)-T(14))/mass_rat1;
w(15) = w(14) + elat_dw1*(w(1)-w(14))/mass_rat1;
[phi(15), Tdp(15), h(15), v(15), Twb(15)] = psicrometria5(T(15),w(15),P);

```

```
% HRW1:
```

```

eth_hrwl = 0.756;
T(3)=T(2)-eth_hrwl*(T(2)-T(9));
w(3)=w(2);
[phi(3), Tdp(3), h(3), v(3), Twb(3)] = psicrometria5(T(3),w(3),P);
T(13)=T(9)+eth_hrwl*(T(2)-T(9));
[phi(13), Tdp(13), h(13), v(13), Twb(13)] = psicrometria5(T(13),w(13),P);

```

```
% HX1:
```

```

[phi(14), Tdp(14), h(14), v(14), Twb(14)] = psicrometria5(T(14),w(14),P);
qhxl = (h(14)-h(13));

```

```
% Etapa 2
```

```
% DW2:
```

```

T(11)=Treg2; % Temperatura regeneracion
[T(4), w(4)] = DW_model2F(T(3),w(3),T(11),w(11),0.08,0.8);
[phi(4), Tdp(4), h(4), v(4), Twb(4)] = psicrometria5(T(4),w(4),P);
ehum_dw2 = 100*(w(3)-w(4))/w(3);
mass_rat2 = 2;
esen_dw2 = mass_rat2*(T(3)-T(4))/(T(3)-T(11));
elat_dw2 = mass_rat2*(w(3)-w(4))/(w(3)-w(11));
T(12) = T(11) + esen_dw2*(T(3)-T(11))/mass_rat2;
w(12) = w(11) + elat_dw2*(w(3)-w(11))/mass_rat2;
[phi(12), Tdp(12), h(12), v(12), Twb(12)] = psicrometria5(T(12),w(12),P);

```

```
% HRW2:
```

```

eth_hrwl2 = 0.756;
T(5)=T(4)-eth_hrwl2*(T(4)-T(9));
w(5)=w(4);
[phi(5), Tdp(5), h(5), v(5), Twb(5)] = psicrometria5(T(5),w(5),P);
T(10)=T(9)+eth_hrwl2*(T(4)-T(9));
[phi(10), Tdp(10), h(10), v(10), Twb(10)] = psicrometria5(T(10),w(10),P);

```

```
% HX2:
```

```

[phi(11), Tdp(11), h(11), v(11), Twb(11)] = psicrometria5(T(11),w(11),P);
qhxl2 = (h(11)-h(10));

```

```
% DEC1:
```

```

eff_dec1 = 0.8;
T(6) = T(5) - eff_dec1*(T(5)-Twb(5));

```

```
Twb(6)=Twb(5);
[w(6), phi(6), h(6), v(6), Tdp(6)] = psicrometria1(T(6),Twb(6),P);
```

```
qheat = qhx1+qhx2;
qcool = h(7)-h(6);
air_flow = 230; % l/s (72 m3/h)
mass_flow = (air_flow/1000)/v(7); % kg/s
Qcool = qcool*mass_flow; % kW
Qheat = qheat*mass_flow/2; % kW
BTUs = Qcool/0.2931;% BTU/h
COP = 2*Qcool/Qheat; % Energia enfria/ energia suministrada
```

```
fprintf('\nIndicadores: \n');
fprintf('COP = %11.6f\n', COP);
fprintf('efw_dw1 = %11.6f\n', ehum_dw1);
fprintf('efw_dw2 = %11.6f\n', ehum_dw2);
fprintf('q_cool = %11.6f\n', qcool);
fprintf('q_heat = %11.6f\n', qheat);
%fprintf('dew dw1 = %11.6f\n', Tdp(2));
%fprintf('dew dw2 = %11.6f\n', Tdp(4));
```

Funciones

Modelo desecante:

% Desiccant Wheel Model F1 and F2 Potentials / Jurinak

```
function [Td, wd] = DW_model2F(Tp,wp,Tr,wr,ef1,ef2)
```

```
%T1=33; w1=0.0256; % DW1
% Tp and wp from DW inlet process air
% Tr and wr from DW inlet regeneration air
```

```
F1P = ((-2865)/((Tp+273.15)^1.49)) + 4.344*((wp)^0.8624);
F2P = (((Tp+273.15)^1.49)/6360) - 1.127*((wp)^0.07969);
```

```
F1R = ((-2865)/((Tr+273.15)^1.49)) + 4.344*((wr)^0.8624);
F2R = (((Tr+273.15)^1.49)/6360) - 1.127*((wr)^0.07969);
```

```
F1D = F1P + ef1*(F1R-F1P);
F2D = F2P + ef2*(F2R-F2P);
```

%Función Anónima

```
F = @(x) [((-2865)/((x(1)+273.15)^1.49))+4.344*((x(2))^0.8624)-F1D;
          (((x(1)+273.15)^1.49)/6360)-1.127*((x(2))^0.07969)-F2D];
```

```
%Solución del sistema de ecuaciones no lineales
x0 = [0;0]; %Condicion Inicial
x = fsolve(F,x0);
```

```
Td = x(1);
wd = x(2);
```

```
end
%
```

Psicrometría ASHRAE 2021:

```
% ASHRAE 2021 Fundamentals SI Psychrometrics / Inputs Tdb y Tdp
```

```
function [w, phi, h, v, Twb] = psicrometria(Tdb,Tdp,P)
%
```

```
% VARIABLES
```

```
% Tdb (dry bulb temperature) and Tdp(dew point temperature) in °C
```

```
% w (humidity ratio) in kg/kg of dry air
```

```
% phi (relative humidity) in %
```

```
% h (enthalpy) in kJ/kg of dry air
```

```
% v (specific volume) in m3/kg of dry air
```

```
% Twb (wet bulb temperature) in °C
```

```
% P (atmospheric pressure) in kPa
```

```
t = Tdb + 273.15;
```

```
tdew = Tdp + 273.15;
```

```
% Eq6: Pws=f(Tdb)
```

```
C8 = -5.8002206 * (10^3);
```

```
C9 = 1.3914993;
```

```
C10 = -4.8640239 * (10^-2);
```

```
C11 = 4.1764768 * (10^-5);
```

```
C12 = -1.4452093 * (10^-8);
```

```
C13 = 6.5459673;
```

```
%in kPa valid for 0 to 200C
```

```
Pws = exp(C8/t + C9 + C10*t + C11*(t^2) + C12*(t^3) + C13*log(t))/1000; % absolute
pressure of water at saturation
```

```
%Pws=exp(-(5.8002206e3)/T+1.3914993+-(4.8640239e-2)*T+(4.1764768e-5)*(T^2)-
(1.4452093e-8)*(T^3)+6.5459673*log(T));
```

```
Pws_tdew = exp(C8/tdew + C9 + C10*tdew + C11*(tdew^2) + C12*(tdew^3) +
C13*log(tdew))/1000; % partial pressure of water vapor
```

```
Pw = Pws_tdew;
```

```
% Eq20:
```

```

w = 0.621945*Pw/(P-Pw);

% Eq21:
ws = 0.621945*Pws/(P-Pws);

% Eq23:
%phi = Pw/Pws;
phi = (w/ws)/(1-(1-(w/ws))*(Pws/P));
if(phi < 0)
    phi=0;
end
if(phi > 1)
    phi=1;
end

% Eq26:v=f(Tdb, w and p)
v = 0.287042*(t)*(1+1.607858*w)/P;

% Eq30:h=f(Tdb, w and p)
h = 1.006*Tdb + w*(2501 + 1.86*Tdb);
%c_air = 1.006; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%hlg = 2501; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%cw = 1.86; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb); %ASHRAE 2021 fundamentals eq. 27

Twb = Tdb*atan(0.151977*(100*phi+8.313659)^0.5) + atan(Tdb+100*phi) - atan(100*phi-1.676331) + 0.00391838*((100*phi)^1.5)*atan(0.023101*100*phi) - 4.686035;

end
%

% ASHRAE 2021 Fundamentals SI Psychrometrics / Inputs Tdb y phi

function [w, Tdp, h, v, Twb] = psicrometria3(Tdb,phi,P)
%

% VARIABLES
% Tdb (dry bulb temperature) and Tdp(dew point temperature) in °C
% w (humidity ratio) in kg/kg of dry air
% phi (relative humidity) in %
% h (enthalpy) in kJ/kg of dry air
% v (specific volume) in m3/kg of dry air
% Twb (wet bulb temperature) in °C
% P (atmospheric pressure) in kPa

t = Tdb + 273.15;

% Eq6:Pws=f(Tdb)
C8 = -5.8002206 * (10^3);

```

```

C9 = 1.3914993;
C10 = -4.8640239 * (10^-2);
C11 = 4.1764768 * (10^-5);
C12 = -1.4452093 * (10^-8);
C13 = 6.5459673;

%in kPa valid for 0 to 200C
Pws = exp(C8/t + C9 + C10*t + C11*(t^2) + C12*(t^3) + C13*log(t))/1000; % absolute
pressure of water at saturation
%Pws=exp(-(5.8002206e3)/T+1.3914993+-(4.8640239e-2)*T+(4.1764768e-5)*(T^2)-
(1.4452093e-8)*(T^3)+6.5459673*log(T));

% Eq22:
Pw = phi*Pws;

% Eq20:
w = 0.621945*Pw/(P-Pw);

% Eq21:
ws = 0.621945*Pws/(P-Pws);

% Eq26: v=f(Tdb, w and p)
v = 0.287042*(t)*(1+1.607858*w)/P;

% Eq30:
h = 1.006*Tdb + w*(2501 + 1.86*Tdb);
%c_air = 1.006; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%hlg = 2501; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%cw = 1.86; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb); %ASHRAE 2021 fundamentals eq. 28 and 29

% Eq37: Tdp=f(Tdb, p)
alpha=log(Pw);
Tdp = 6.54 + 14.526*alpha+0.7389*(alpha^2)+0.09486*(alpha^3)+0.4569*(Pw^0.1984); %
valid for Tdp between 0 C and 93 C

Twb = Tdb*atan(0.151977*(100*phi+8.313659)^0.5) + atan(Tdb+100*phi) - atan(100*phi-
1.676331) + 0.00391838*((100*phi)^1.5)*atan(0.023101*100*phi) - 4.686035;
%Twb = t*atan(0.151977*(phi+8.313659)^0.5) + atan(t+phi) - atan(phi-1.676331) +
0.00391838*((phi)^1.5)*atan(0.023101*phi) - 4.686035;

end
%

% ASHRAE 2021 Fundamentals SI Psychrometrics / Inputs Tdb y w

function [phi, Tdp, h, v, Twb] = psicrometria5(Tdb,w,P)
%
```

% VARIABLES

% Tdb (dry bulb temperature) and Tdp(dew point temperature) in °C

% w (humidity ratio) in kg/kg of dry air

% phi (relative humidity) in %

% h (enthalpy) in kJ/kg of dry air

% v (specific volume) in m³/kg of dry air

% Twb (wet bulb temperature) in °C

% P (atmospheric pressure) in kPa

t = Tdb + 273.15;

% Eq6:Pws=f(Tdb)

C8 = -5.8002206 * (10³);

C9 = 1.3914993;

C10 = -4.8640239 * (10⁻²);

C11 = 4.1764768 * (10⁻⁵);

C12 = -1.4452093 * (10⁻⁸);

C13 = 6.5459673;

%in kPa valid for 0 to 200C

Pws = exp(C8/t + C9 + C10*t + C11*(t²) + C12*(t³) + C13*log(t))/1000; % absolute pressure of water at saturation

%Pws=exp(-(5.8002206e3)/T+1.3914993+-(4.8640239e-2)*T+(4.1764768e-5)*(T²)-(1.4452093e-8)*(T³)+6.5459673*log(T));

% Eq20:

%w = 0.621945*Pw/(P-Pw);

Pw = P/((0.621945/w)+1);

% Eq22:

phi = Pw/Pws;

if(phi < 0)

 phi=0;

end

if(phi > 1)

 phi=1;

end

% Eq21:

ws = 0.621945*Pws/(P-Pws);

% Eq26: v=f(Tdb, w and p)

v = 0.287042*(t)*(1+1.607858*w)/P;

% Eq30:

h = 1.006*Tdb + w*(2501 + 1.86*Tdb);

%c_{air} = 1.006; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals

%h_{lg} = 2501; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals

%c_w = 1.86; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals

```
%h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb); %ASHRAE 2021 fundamentals eq. 28 and 29
```

```
% Eq37: Tdp=f(Tdb, p)
```

```
alpha=log(Pw);
```

```
Tdp = 6.54 + 14.526*alpha+0.7389*(alpha^2)+0.09486*(alpha^3)+0.4569*(Pw^0.1984); %  
valid for Tdp between 0 C and 93 C
```

```
Twb = Tdb*atan(0.151977*(100*phi+8.313659)^0.5) + atan(Tdb+100*phi) - atan(100*phi-  
1.676331) + 0.00391838*((100*phi)^1.5)*atan(0.023101*100*phi) - 4.686035;
```

```
end
```

```
%
```



Anexo B: Programa del sistema 2 con ciclo de recirculación (TSDCS-R)

%% Ciclo completo Recirculación

Treg1=90; Treg2=100;

% Componentes: DW1, RHW1, DW2, HRW2, DEC1, DEC2, HX1, HX2

%Condiciones ambientales:

% Octubre 2023

% T=34 y Tdp=29 (75.29%)

T_amb = 32; % °C

Dew_amb = 28; % °C (79.4%)

P = 101.325;

%Condiciones Load

T_load = 25; % °C

hum_load = 0.5; %

%RSHF = 0.75;

% CONDICIONES INICIALES

% Habitación:

T(7)=T_load; phi(7)=hum_load;

[w(7), Tdp(7), h(7), v(7), Twb(7)] = psicrometria3(T(7),phi(7),P);

% Ambiente:

T(8) = T_amb; Tdp(8) = Dew_amb;

[w(8), phi(8), h(8), v(8), Twb(8)] = psicrometria(T(8),Tdp(8),P);

%Caso 0 mezcla

mix_amb=0; % 0.2 para mezcla del 20%

T(1) = (1-mix_amb)*T(7) + mix_amb*T(8);

w(1) = (1-mix_amb)*w(7) + mix_amb*w(8);

[phi(1), Tdp(1), h(1), v(1), Twb(1)] = psicrometria5(T(1),w(1),P);

% PROCESO

% DEC2:

eff_dec2 = 0.8;

T(9) = T(8) - eff_dec2*(T(8)-Twb(8));

Twb(9)=Twb(8);

[w(9), phi(9), h(9), v(9), Tdp(9)] = psicrometria1(T(9),Twb(9),P);

w(10)=w(9); w(11)=w(9); w(13)=w(9); w(14)=w(9);

% Etapa 1

% DW1:

T(14)=Treg1; % Temperatura regeneración

[T(2), w(2)] = DW_model2F(T(1),w(1),T(14),w(14),0.08,0.8);

```
[phi(2), Tdp(2), h(2), v(2), Twb(2)] = psicrometria5(T(2),w(2),P);
ehum_dw1 = 100*(w(1)-w(2))/w(1);
mass_rat1 = 2;
esen_dw1 = mass_rat1*(T(1)-T(2))/(T(1)-T(14));
elat_dw1 = mass_rat1*(w(1)-w(2))/(w(1)-w(14));
T(15) = T(14) + esen_dw1*(T(1)-T(14))/mass_rat1;
w(15) = w(14) + elat_dw1*(w(1)-w(14))/mass_rat1;
[phi(15), Tdp(15), h(15), v(15), Twb(15)] = psicrometria5(T(15),w(15),P);
```

```
% HRW1:
```

```
eth_hrwl = 0.756;
T(3)=T(2)-eth_hrwl*(T(2)-T(9));
w(3)=w(2);
[phi(3), Tdp(3), h(3), v(3), Twb(3)] = psicrometria5(T(3),w(3),P);
T(13)=T(9)+eth_hrwl*(T(2)-T(9));
[phi(13), Tdp(13), h(13), v(13), Twb(13)] = psicrometria5(T(13),w(13),P);
```

```
% HX1:
```

```
[phi(14), Tdp(14), h(14), v(14), Twb(14)] = psicrometria5(T(14),w(14),P);
qhxl = (h(14)-h(13));
```

```
% Etapa 2
```

```
% DW2:
```

```
T(11)=Treg2; % Temperatura regeneracion
[T(4), w(4)] = DW_model2F(T(3),w(3),T(11),w(11),0.08,0.8);
[phi(4), Tdp(4), h(4), v(4), Twb(4)] = psicrometria5(T(4),w(4),P);
ehum_dw2 = 100*(w(3)-w(4))/w(3);
mass_rat2 = 2;
esen_dw2 = mass_rat2*(T(3)-T(4))/(T(3)-T(11));
elat_dw2 = mass_rat2*(w(3)-w(4))/(w(3)-w(11));
T(12) = T(11) + esen_dw2*(T(3)-T(11))/mass_rat2;
w(12) = w(11) + elat_dw2*(w(3)-w(11))/mass_rat2;
[phi(12), Tdp(12), h(12), v(12), Twb(12)] = psicrometria5(T(12),w(12),P);
```

```
% HRW2:
```

```
eth_hrwl2 = 0.756;
T(5)=T(4)-eth_hrwl2*(T(4)-T(9));
w(5)=w(4);
[phi(5), Tdp(5), h(5), v(5), Twb(5)] = psicrometria5(T(5),w(5),P);
T(10)=T(9)+eth_hrwl2*(T(4)-T(9));
[phi(10), Tdp(10), h(10), v(10), Twb(10)] = psicrometria5(T(10),w(10),P);
```

```
% HX2:
```

```
[phi(11), Tdp(11), h(11), v(11), Twb(11)] = psicrometria5(T(11),w(11),P);
qhxl2 = (h(11)-h(10));
```

```
% DEC1:
```

```
eff_dec1 = 0.8;
```

```
T(6) = T(5) - eff_dec1*(T(5)-Twb(5));
Twb(6)=Twb(5);
[w(6), phi(6), h(6), v(6), Tdp(6)] = psicrometria1(T(6),Twb(6),P);
```

```
qheat = qhx1+qhx2;
qcool = h(7)-h(6);
air_flow = 230; % l/s (72 m3/h)
mass_flow = (air_flow/1000)/v(7); % kg/s
Qcool = qcool*mass_flow; % kW
Qheat = qheat*mass_flow/2; % kW
BTUs = Qcool/0.2931;% BTU/h
COP = 2*qcool/qheat; % Energia enfría / energia suministrada
```

```
fprintf('\nIndicadores: \n');
fprintf('COP = %11.6f\n', COP);
fprintf('efw_dw1 = %11.6f\n', ehum_dw1);
fprintf('efw_dw2 = %11.6f\n', ehum_dw2);
fprintf('q_cool = %11.6f\n', qcool);
fprintf('q_heat = %11.6f\n', qheat);
```

Funciones

Modelo desecante:

% Desiccant Wheel Model F1 and F2 Potentials / Jurinak

```
function [Td, wd] = DW_model2F(Tp,wp,Tr,wr,ef1,ef2)
```

```
%T1=33; w1=0.0256; % DW1
% Tp and wp from DW inlet process air
% Tr and wr from DW inlet regeneration air
```

```
F1P = ((-2865)/((Tp+273.15)^1.49)) + 4.344*((wp)^0.8624);
F2P = (((Tp+273.15)^1.49)/6360) - 1.127*((wp)^0.07969);
```

```
F1R = ((-2865)/((Tr+273.15)^1.49)) + 4.344*((wr)^0.8624);
F2R = (((Tr+273.15)^1.49)/6360) - 1.127*((wr)^0.07969);
```

```
F1D = F1P + ef1*(F1R-F1P);
F2D = F2P + ef2*(F2R-F2P);
```

%Función Anónima

```
F = @(x) [((-2865)/((x(1)+273.15)^1.49))+4.344*((x(2))^0.8624)-F1D;
          (((x(1)+273.15)^1.49)/6360)-1.127*((x(2))^0.07969)-F2D];
```

```
%Solución del sistema de ecuaciones no lineales
x0 = [0;0]; %Condicion Inicial
x = fsolve(F,x0);
```

```
Td = x(1);
wd = x(2);
```

```
end
%
```

Psicrometría ASHRAE 2021:

```
% ASHRAE 2021 Fundamentals SI Psychrometrics / Inputs Tdb y Tdp
```

```
function [w, phi, h, v, Twb] = psicrometria(Tdb,Tdp,P)
%
```

```
% VARIABLES
```

```
% Tdb (dry bulb temperature) and Tdp(dew point temperature) in °C
```

```
% w (humidity ratio) in kg/kg of dry air
```

```
% phi (relative humidity) in %
```

```
% h (enthalpy) in kJ/kg of dry air
```

```
% v (specific volume) in m3/kg of dry air
```

```
% Twb (wet bulb temperature) in °C
```

```
% P (atmospheric pressure) in kPa
```

```
t = Tdb + 273.15;
```

```
tdew = Tdp + 273.15;
```

```
% Eq6: Pws=f(Tdb)
```

```
C8 = -5.8002206 * (10^3);
```

```
C9 = 1.3914993;
```

```
C10 = -4.8640239 * (10^-2);
```

```
C11 = 4.1764768 * (10^-5);
```

```
C12 = -1.4452093 * (10^-8);
```

```
C13 = 6.5459673;
```

```
%in kPa valid for 0 to 200C
```

```
Pws = exp(C8/t + C9 + C10*t + C11*(t^2) + C12*(t^3) + C13*log(t))/1000; % absolute
pressure of water at saturation
```

```
%Pws=exp(-(5.8002206e3)/T+1.3914993+-(4.8640239e-2)*T+(4.1764768e-5)*(T^2)-
(1.4452093e-8)*(T^3)+6.5459673*log(T));
```

```
Pws_tdew = exp(C8/tdew + C9 + C10*tdew + C11*(tdew^2) + C12*(tdew^3) +
C13*log(tdew))/1000; % partial pressure of water vapor
```

```
Pw = Pws_tdew;
```

```
% Eq20:
```

```
w = 0.621945*Pw/(P-Pw);
```

```

% Eq21:
ws = 0.621945*Pws/(P-Pws);

% Eq23:
%phi = Pw/Pws;
phi = (w/ws)/(1-(1-(w/ws))*(Pws/P));
if(phi < 0)
    phi=0;
end
if(phi > 1)
    phi=1;
end

% Eq26:v=f(Tdb, w and p)
v = 0.287042*(t)*(1+1.607858*w)/P;

% Eq30:h=f(Tdb, w and p)
h = 1.006*Tdb + w*(2501 + 1.86*Tdb);
%c_air = 1.006; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%hlg = 2501; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%cw = 1.86; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb); %ASHRAE 2021 fundamentals eq. 27

Twb = Tdb*atan(0.151977*(100*phi+8.313659)^0.5) + atan(Tdb+100*phi) - atan(100*phi-
1.676331) + 0.00391838*((100*phi)^1.5)*atan(0.023101*100*phi) - 4.686035;

end
%

% ASHRAE 2021 Fundamentals SI Psychrometrics / Inputs Tdb y phi

function [w, Tdp, h, v, Twb] = psicrometria3(Tdb,phi,P)
%

% VARIABLES
% Tdb (dry bulb temperature) and Tdp(dew point temperature) in °C
% w (humidity ratio) in kg/kg of dry air
% phi (relative humidity) in %
% h (enthalpy) in kJ/kg of dry air
% v (specific volume) in m3/kg of dry air
% Twb (wet bulb temperature) in °C
% P (atmospheric pressure) in kPa

t = Tdb + 273.15;

% Eq6:Pws=f(Tdb)
C8 = -5.8002206 * (10^3);
C9 = 1.3914993;

```

```

C10 = -4.8640239 * (10^-2);
C11 = 4.1764768 * (10^-5);
C12 = -1.4452093 * (10^-8);
C13 = 6.5459673;

```

```

%in kPa valid for 0 to 200C

```

```

Pws = exp(C8/t + C9 + C10*t + C11*(t^2) + C12*(t^3) + C13*log(t))/1000; % absolute
pressure of water at saturation
%Pws=exp(-(5.8002206e3)/T+1.3914993+-(4.8640239e-2)*T+(4.1764768e-5)*(T^2)-
(1.4452093e-8)*(T^3)+6.5459673*log(T));

```

```

% Eq22:
Pw = phi*Pws;

```

```

% Eq20:
w = 0.621945*Pw/(P-Pw);

```

```

% Eq21:
ws = 0.621945*Pws/(P-Pws);

```

```

% Eq26: v=f(Tdb, w and p)
v = 0.287042*(t)*(1+1.607858*w)/P;

```

```

% Eq30:
h = 1.006*Tdb + w*(2501 + 1.86*Tdb);
%c_air = 1.006; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%hlg = 2501; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%cw = 1.86; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals
%h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb); %ASHRAE 2021 fundamentals eq. 28 and 29

```

```

% Eq37: Tdp=f(Tdb, p)
alpha=log(Pw);
Tdp = 6.54 + 14.526*alpha+0.7389*(alpha^2)+0.09486*(alpha^3)+0.4569*(Pw^0.1984); %
valid for Tdp between 0 C and 93 C

```

```

Twb = Tdb*atan(0.151977*(100*phi+8.313659)^0.5) + atan(Tdb+100*phi) - atan(100*phi-
1.676331) + 0.00391838*((100*phi)^1.5)*atan(0.023101*100*phi) - 4.686035;
%Twb = t*atan(0.151977*(phi+8.313659)^0.5) + atan(t+phi) - atan(phi-1.676331) +
0.00391838*((phi)^1.5)*atan(0.023101*phi) - 4.686035;

```

```

end
%
```

```

% ASHRAE 2021 Fundamentals SI Psychrometrics / Inputs Tdb y w

```

```

function [phi, Tdp, h, v, Twb] = psicometria5(Tdb,w,P)
%
```

% VARIABLES

% Tdb (dry bulb temperature) and Tdp(dew point temperature) in °C

% w (humidity ratio) in kg/kg of dry air

% phi (relative humidity) in %

% h (enthalpy) in kJ/kg of dry air

% v (specific volume) in m³/kg of dry air

% Twb (wet bulb temperature) in °C

% P (atmospheric pressure) in kPa

t = Tdb + 273.15;

% Eq6:Pws=f(Tdb)

C8 = -5.8002206 * (10³);

C9 = 1.3914993;

C10 = -4.8640239 * (10⁻²);

C11 = 4.1764768 * (10⁻⁵);

C12 = -1.4452093 * (10⁻⁸);

C13 = 6.5459673;

%in kPa valid for 0 to 200C

Pws = exp(C8/t + C9 + C10*t + C11*(t²) + C12*(t³) + C13*log(t))/1000; % absolute pressure of water at saturation

%Pws=exp(-(5.8002206e3)/T+1.3914993+-(4.8640239e-2)*T+(4.1764768e-5)*(T²)-(1.4452093e-8)*(T³)+6.5459673*log(T));

% Eq20:

%w = 0.621945*Pw/(P-Pw);

Pw = P/((0.621945/w)+1);

% Eq22:

phi = Pw/Pws;

if(phi < 0)

 phi=0;

end

if(phi > 1)

 phi=1;

end

% Eq21:

ws = 0.621945*Pws/(P-Pws);

% Eq26: v=f(Tdb, w and p)

v = 0.287042*(t)*(1+1.607858*w)/P;

% Eq30:

h = 1.006*Tdb + w*(2501 + 1.86*Tdb);

%c_{air} = 1.006; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals

%h_{lg} = 2501; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals

%cw = 1.86; %kJ/kg, value from ASHRAE 2021 Fundamentals

%h=c_{air}*Tdb+w*(h_{lg}+cw*Tdb); %ASHRAE 2021 fundamentals eq. 28 and 29

```
% Eq37: Tdp=f(Tdb, p)
alpha=log(Pw);
Tdp = 6.54 + 14.526*alpha+0.7389*(alpha^2)+0.09486*(alpha^3)+0.4569*(Pw^0.1984); %
valid for Tdp between 0 C and 93 C
```

```
Twb = Tdb*atan(0.151977*(100*phi+8.313659)^0.5) + atan(Tdb+100*phi) - atan(100*phi-
1.676331) + 0.00391838*((100*phi)^1.5)*atan(0.023101*100*phi) - 4.686035;
```

```
end
%
```

