



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Doctorado

**"Determinación Teórica-Experimental del Efecto
de la Humidificación del Aire en una Torre de
Viento Para Satisfacer Condiciones de Confort
Térmico en Casas de Monterrey N.L. Mediante
Enfriamiento Evaporativo"**

presentada por

MC. Xochitl Morales Morales

como requisito para la obtención del
grado de

**Doctora en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Directora de tesis

Dra. Sara L. Moya Acosta

Codirector de tesis

Dr. Fernando Z. Sierra Espinosa

AGOSTO 2025



Cuernavaca Mor, 12/mayo/2025

Oficio No. SAC/103/2025

Asunto: Autorización de impresión de tesis

XOCHITL MORALES MORALES
CANDIDATA AL GRADO DE DOCTORA EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Determinación teórica-experimental del efecto de la humidificación del aire en una torre de viento para satisfacer condiciones de confort térmico en casas de Monterrey N. L. mediante enfriamiento evaporativo"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

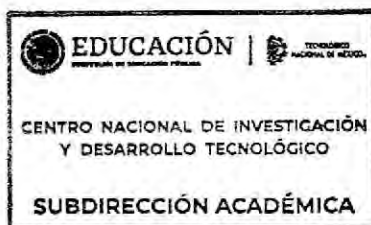
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al Servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico





Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., a 30 de abril de 2025

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

AT'n: **DR. MIGUEL ANGEL CHAGOLLA ARANDA**
PRESIDENTE DEL CLAUSTRO DOCTORAL
DEL DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial de la estudiante **Xochitl Morales Morales** manifiestan, que después de haber revisado el documento de tesis titulado **"Determinación teórica-experimental del efecto de la humidificación del aire en una torre de viento para satisfacer condiciones de confort térmico en casas de Monterrey N. L. mediante enfriamiento evaporativo"** realizado bajo la dirección de la Dra. Sara Lilia Moya Acosta y la Codirección del Dr. Fernando Z. Sierra Espinosa, el trabajo se ACEPTA para proceder a su impresión.

ATENTAMENTE

DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
CENIDET

DR. FERNANDO ZENAÍDO SIERRA ESPINOSA
CHICap-UAEM

DR. JOSÉ MARIA RODRÍGUEZ LELES
CENIDET

DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN
CENIDET

DR. EDUARDO RAMOS MORA
IER-UNAM

DR. VLADIMIR ARTURO REYES HERRERA

c.c.p: Mtra. Verónica Sotelo Boyas, Jefa del Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza, Subdirector Académico
c.c.p: Expediente



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 2108,
e-mail: dir_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenide
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico



DEDICATORIAS

Dedico este trabajo **Dios**, por brindarme la sabiduría, la paciencia y la fuerza necesarias para culminar este proyecto, y por acompañarme siempre con Su amor y misericordia.

A mi hijo **ELM**, cuya existencia me motiva a luchar cada día y a no rendirme ante los retos. Este logro es también tuyo, porque eres mi mayor fuente de inspiración y el motor de mi vida.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a la **Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI)** por su apoyo financiero a través de la beca de estudios de posgrado, el cual fue fundamental para la realización de esta tesis.

Mi más sincero agradecimiento al **Tecnológico Nacional de México/CENIDET**, por abrirme las puertas de su institución para la realización de mis estudios de doctorado.

En primer lugar, deseo expresar mi especial gratitud a mi directora de tesis, **Dra. Sara Lilia Moya Acosta**, por su invaluable orientación, paciencia y constante apoyo a lo largo de todo el proceso de investigación. Su experiencia, compromiso y entusiasmo fueron clave para el desarrollo y culminación de este proyecto. Asimismo, por el financiamiento recibido para la construcción del intercambiador de calor del modelo experimental de acrílico, a través del proyecto TecNM 6303.17-P.

Extiendo también mi agradecimiento a los miembros de mi comité de tesis: **Dr. José María Rodríguez Lelis, Dr. Gustavo Urquiza Beltrán, Dr. Eduardo Ramos Mora y Dr. Vladimir A. Reyes Herrera**, por sus valiosas sugerencias y observaciones, que enriquecieron significativamente esta investigación. Sus aportaciones fueron esenciales para fortalecer el rigor académico y la calidad de este trabajo.

Mi gratitud se dirige igualmente a mi codirector, el **Dr. Fernando Z. Sierra Espinosa**, por brindarme la oportunidad de realizar el experimento en el túnel de viento del Laboratorio de Mecánica de Fluidos del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) de la **Universidad Autónoma del Estado de Morelos (UAEM)**.

Agradezco también a mis colegas y amigos por su apoyo moral, sus ideas enriquecedoras y su disposición para colaborar en cada etapa del camino. Su compañía, aliento y solidaridad fueron una fuente constante de motivación.

A mi familia, les expreso mi más profundo agradecimiento por su amor incondicional, comprensión y paciencia durante todo este proceso. Su apoyo ha sido el pilar sobre el cual he construido tanto mi trayectoria académica como personal.

Agradezco profundamente a todas las personas e instituciones que han contribuido, de una u otra forma, a la culminación de este trabajo de doctorado. Sin su apoyo, este logro no habría sido posible.

Finalmente, a todas las personas que, de alguna manera, contribuyeron a la culminación de este proyecto, les reitero mi más sincero agradecimiento.

RESUMEN

La presente tesis analiza la factibilidad de incorporar sistemas de humidificación en torres de viento acopladas a una habitación como estrategia pasiva de climatización para mejorar el confort térmico en viviendas de interés social ubicadas en Monterrey, N.L. El estudio combina pruebas experimentales en túnel de viento y simulaciones numéricas para evaluar el comportamiento térmico y fluidodinámico de una torre de viento equipada con aspersores de humidificación, junto con un intercambiador de calor instalado en la pared opuesta a la torre para simular el efecto del calentamiento solar.

La investigación se fundamenta en modelos teóricos y simulaciones CFD, aplicando un enfoque multifase Euleriano–Lagrangiano para describir con mayor precisión el transporte de calor, masa y cantidad de movimiento, así como la interacción entre las gotas de agua y el flujo de aire. Los experimentos se llevaron a cabo bajo condiciones de operación representativas de los climas típicos de verano e invierno en el norte de México, evaluando el impacto de diferentes velocidades de entrada del viento y tasas de humidificación.

Los resultados indican que la humidificación directa en la entrada de la torre incrementa significativamente el desempeño térmico del sistema, elevando su eficiencia energética sin requerir dispositivos mecánicos adicionales. Se comprobó que este sistema puede reducir la temperatura interior y aumentar la humedad relativa del aire entre un 30% y un 80 %, mejorando sustancialmente las condiciones de confort térmico de manera natural.

En conclusión, las torres de viento con humidificación representan una solución viable, ecológica y de bajo costo para la climatización pasiva en zonas áridas y semiáridas. Esta propuesta se alinea con los principios de la arquitectura bioclimática y contribuye a la reducción del consumo energético y de las emisiones de gases de efecto invernadero en el sector residencial. Asimismo, el trabajo sienta las bases para investigaciones futuras orientadas a la optimización del diseño y su implementación a escala real en entornos urbanos con alta demanda de enfriamiento.

ABSTRACT

This thesis analyzes the feasibility of incorporating humidification systems in wind towers coupled to a room as a passive cooling strategy to improve thermal comfort in low-income housing located in Monterrey, N.L. The study combines experimental tests in a wind tunnel and numerical simulations to evaluate the thermal and fluid-dynamic behavior of a wind tower equipped with humidification sprayers, together with a heat exchanger installed on the wall opposite the tower to simulate the effect of solar heating.

The research is based on theoretical models and CFD simulations, applying an Eulerian–Lagrangian multiphase approach to more accurately describe the transport of heat, mass, and momentum, as well as the interaction between water droplets and the airflow. Experiments were carried out under operating conditions representative of typical summer and winter climates in northern Mexico, evaluating the impact of different wind inlet velocities and humidification rates.

The results indicate that direct humidification at the tower inlet significantly increases the thermal performance of the system, enhancing its energy efficiency without the need for additional mechanical devices. It was demonstrated that this system can reduce indoor temperature and increase the relative humidity of the air by between 30% and 80%, substantially improving thermal comfort conditions in a natural way.

In conclusion, humidified wind towers represent a viable, ecological, and low-cost solution for passive cooling in arid and semi-arid regions. This proposal aligns with the principles of bioclimatic architecture and contributes to reducing energy consumption and greenhouse gas emissions in the residential sector. Furthermore, this work lays the groundwork for future research aimed at optimizing the design and implementing it at full scale in urban environments with high cooling demand.

CONTENIDO

Nomenclatura.....	11
1 Introducción.....	16
1.1 Generalidades.....	16
1.2 Descripción de las torres de viento	21
1.3 Estudios de Torres de viento sin humidificación	24
1.4 Estudios de torres de viento con humidificación y dispositivos de transferencia de calor	27
1.4.1 Antecedentes institucionales de modelado 3D de viviendas con torre de viento	29
1.5 Conclusiones del estado del arte	31
1.6 Objetivos.....	32
1.6.1 Objetivo general	32
1.6.2 Objetivos específicos.....	33
1.7 Alcances	33
1.8 Estructura de la tesis.....	34
2 Marco Teórico	37
2.1 Modelado CFD (Dinámica de Fluidos Computacional)	37
2.1.1 Ecuaciones para la fase continua	37
2.1.2 Ecuaciones para la fase dispersa	39
2.1.3 Acoplamiento entre fases	41
2.2 Modelos teóricos	45
2.2.1 . Movimiento del aire.....	45
2.2.2 Transferencia de calor y masa agua–aire	47
2.2.3 Transporte de calor por convección (flujo seco).....	47
2.2.4 Transporte combinado (aire húmedo).....	52
2.3 Estudio preliminar	54
3 Caso de Estudio	64
3.1 Modelo físico.....	64
3.2 Análisis climatológico de la ciudad de Monterrey	66
3.2.1 Temperatura y humedad relativa	68
4 Metodología Experimental	73
4.1 Caso de estudio: Modelo físico T-H-IC.....	73

4.2	Estudio experimental en túnel de viento.....	74
4.2.1	Descripción de la prueba experimental.....	74
4.2.2	Operación del equipo de la prueba experimental.....	80
4.2.3	Descripción general de cada uno de los equipos utilizados en la prueba experimental.....	81
5	Resultados experimentales	88
5.1.1	Comportamiento térmico	91
5.1.2	Análisis de incertidumbre.....	93
5.1.3	Efecto de la pulverización de gotas de agua sobre la torre de viento	94
5.1.4	Temperatura de Salida de la Torre de viento (Te)	99
5.1.5	Coeficiente de transferencia de calor convectivo de la torre de viento	101
5.1.6	Eficiencia térmica de la torre viento por el número de Nusselt.....	103
5.1.7	Efecto de la humidificación del aire de en la torre de viento en el confort térmico	111
6	Estudio CFD y validación.....	115
6.1	Estudio CDF.....	115
6.1.1	Ecuaciones gobernantes	115
6.1.2	Configuración del modelo en ANSYS Fluent	116
6.2	Validación	120
7	Conclusiones y recomendaciones	124
7.1	Conclusiones generales	124
7.2	Recomendaciones	125
8	Referencias	126

NDICE DE TABLAS

Tabla 1	Combinaciones de los tamaños de las torres de viento PDEC (Passive Down-Draft Evaporative Cooling) (mxm)	56
Tabla 2	Comparación de los resultados	57
Tabla 3	Condiciones consideradas por Kang et. al. (2016) para sus estudios.....	59
Tabla 4..	Resultados modificando la altura de la torre (Kang et al (2016))	59
Tabla 5.	Comparación de resultados a la altura de 9 m	60

Tabla 6 Efecto de la variación del tamaño de gota en las condiciones de salida ..	60
Tabla 7. Propiedades de los fluidos	89
Tabla 8. Condiciones de flujo del modelo de torre de viento (Fig. 23 los puntos T_1 y T_4).....	90
Tabla 9 Mediciones de Temperatura en cada termopar (ver Fig. 23)	92
Tabla 10. parámetros experimentales e incertidumbres	93
Tabla 11. Parámetros de correlación Nu-Re para diferentes fluidos y estaciones, en función de la Números Re de salida y entrada del edificio de la torre de viento.	106
Tabla 12. Datos de correlación Nu-Re para diferentes fluidos, Ecuación (38)....	108
Tabla 13. Resultados de confort térmico de las Torres de viento.	114
Tabla 14 Tabla de Comparación de Resultados Experimentales y Numéricos para T_3 , T_5 y T_7 (Ver Fig. 23).....	121
Tabla 15 Comparación de las velocidades, temperaturas y humedades relativas de salida medidas experimentalmente y simuladas numéricamente.	123

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Número de equipos de aire acondicionado y porcentaje de viviendas con al menos un equipo por región climática. Fuente: INEGI (2018).	17
Figura 2 Distribución porcentual del número de ventiladores en uso en viviendas particulares por tipo de localidad. Fuente: INEGI (2018).	18
Figura 3 Consumo de energía eléctrica por entidad federativa (GWh). Fuente: CFE (2022).	18
Figura 4. Consumo de energía eléctrica por sector. Fuente: CFE (2022).	19
Figura 5 Relación entre el confort térmico, el consumo energético y la calidad del aire interior. Fuente: Adaptado de Li et al. (2012).	20
Figura 6 Diversos tipos de TV tradicionales: (a) TV de un solo lado en Meybod, Irán; (b) TV de dos lados de la cisterna de agua en el Jardín Dowlat-Abad, Yazd, Irán; (c) TV de cuatro lados de la cisterna de agua en la isla de Kish, Irán ; (d) TV de seis lados e en Yazd, Irán; (e) TV de ocho lados en el Jardín Dowlat-Abad, Yazd, Irán; (f) TV cilíndrica en Dubai.	22

Figura 7 Diferentes TV con una abertura en el Reino Unido: (A) Hospital Real de Chelsea, Londres; (B) Escuela Seaside, Lancing; (C) Escuela Addey y Stanhope, Deptford; (D) Ecotienda Tesco Cheetham Hill.	22
Figura 8 Esquema de una TV moderna con un ventilador solar.	23
Figura 9. Modelo Físico de Kang (2016)	55
<i>Figura 10 Verificación de campos de vectores de velocidad</i>	<i>61</i>
<i>Figura 11 Verificación de campos de temperatura</i>	<i>62</i>
<i>Figura 12 Verificación de campos de HR</i>	<i>63</i>
<i>Figura 13. Modelo físico a escala completa, dimensiones en metros</i>	<i>65</i>
<i>Figura 14. Modelo físico a escala con intercambiador de calor, sistema Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC)</i>	<i>65</i>
<i>Figura 15. Velocidad del viento promedio horaria para el verano</i>	<i>68</i>
<i>Figura 16 Velocidad del viento promedio horaria para el invierno.</i>	<i>68</i>
<i>Figura 17 Temperatura promedio horaria para el verano.</i>	<i>69</i>
<i>Figura 18 Temperatura promedio horaria para el invierno.</i>	<i>69</i>
<i>Figura 19 Humedad relativa promedio horaria para el verano.</i>	<i>70</i>
<i>Figura 20 Humedad relativa promedio horaria para el invierno</i>	<i>70</i>
<i>Figura 21. Condiciones de Frontera del modelo</i>	<i>72</i>
Figura 22 Esquema del intercambiador de calor acoplado a la habitación con torre de viento humidificada;; modelo T-H-IC.	75
Figura 23. Diagrama del arreglo experimental.....	75
Figura 24. Vista lateral del modelo de acrílico instalado en el túnel de viento	76
Figura 25. Vista lateral del intercambiador de calor acoplado a la habitación (salida del aire por la ventana del intercambiador)	76
Figura 26. intercambiador de calor de placas con sus dimensiones.....	77
Figura 27. Baño térmico conectado al intercambiador de calor de placas-.....	78
Figura 28. Termopar tipo T conectado a a la entrada y salida del agua de intercambiador de calor.....	78
Figura 29 . Túnel de viento.....	82
Figura 30 . Panal de abeja (banco de popotes).....	82
Figura 31 . Corte transversal del túnel de viento y sus dimensiones	82

Figura 32. Adquisidor de datos	83
Figura 33. Termopar tipo T.....	85
Figura 34. Anemómetro de Hilo caliente (DYNER).....	86
Figura 35. Higrómetro	87
Figura 36. Efecto térmico de la pulverización de gotas de agua entre la entrada y la descarga de la torre; a) Verano; b) Invierno.	95
Figura 37. Efecto térmico de la pulverización de gotas de agua entre la entrada de la torre de viento y la ventana de salida de la habitación; a) verano; b) Invierno. .	97
Figura 38. Comparación de la temperatura de salida del modelo a escala de torre de viento con respecto a la literatura (Kang y Strand 2016)	100
Figura 39. Coeficiente de transferencia de calor por convección para la torre eólica para el flujo de aire seco en comparación con el flujo de aire húmedo; a) Horario de verano; b) Invierno.	102
Figura 40. Rendimiento térmico experimental para un modelo a escala para Torres de viento	104
Figura 41. Efecto comparativo de la energía térmica para un edificio con torre de viento mejorado con un sistema de humidificación sobre una torre de viento de aire seco, en invierno.	109
Figura 42. Aumento de la energía térmica debido a la humidificación de la torre de viento en función del número Re de entrada de la torre de viento; efecto del invierno y del verano.	109
Figura 43. Diagrama de Confort Térmico de Olgyay con los resultados del estudio experimental para verano e invierno con y sin humidificación del aire en la entrada de la torre de viento	112
Figura 44. Mallado del modelo T-H-I continuación, se presentan los campos de temperatura, de vectores de velocidad y de humedad relativa obtenidos de la simulación numérica del sistema T-H-IC. Las líneas de corriente y los vectores de velocidad representan la trayectoria del flujo de aire en el interior de la habitación (Fig. 44). Se observa que el flujo de aire ingresa a través de la ventana de captación de la torre de viento, donde se acelera al ser canalizado hacia el interior del canal de captación como consecuencia de la reducción del área transversal al flujo y al	

chocar contra la pared de captación, que está diseñada para optimizar la dirección del flujo.	117
Figura 45. Vectores de velocidad y líneas de corriente.	118
Figura 46. Campo de temperatura para el caso sin humidificación del aire	119
Figura 47.. Campo de temperatura con humidificación	120

Nomenclatura

NOMENCLATURA

Símbolos	Descripción	unidades
A	Área de la sección transversal	m
a1,a2 y a3	Son los coeficientes empíricos específicos del modelo o del ajuste experimental propuestos por Morsi y Alexander (1972).	
Ap	Área de intercambio	m ²
Awc	Altura de la sección transversal de la Torre de viento	m ²
A _w	Área de paso del flujo a la salida ()	m ²
C _D	Coeficiente de arrastre	Adimensional
C _f	Coeficiente de flotación térmica	Adimensional
C _p	Calor específico a presión constante	J/kg·K
C _{p,i}	Calor específico de la especie i	J/kg·K
D	Coeficiente de difusión	m ² /s
D _{AB}	Coeficiente de difusión molecular	m ² /s
D _{i,m}	Coeficiente de difusión de la especie i en la mezcla	m ² /s
dp	Diámetro de la partícula o gota	M
$\partial/\partial x_i$	Derivada parcial respecto a la coordenada espacial x _i	
d	Espesor de la capa de fluido (diámetro hidráulico)	M
e	Energía interna específica	J/kg
F _D	Fuerza de arrastre	N
F _i	Fuerzas externas aplicadas	N
g	Aceleración gravitacional	m/s ²
h	Coeficiente de transferencia de calor	W/m ² ·K
H	Altura efectiva de la torre	M
hfg	Calor latente de vaporización	J/kg
h _i	Entalpía específica de la especie i	J/kg
h _m	Coeficiente de transferencia de masa	m/s
J _i	Difusión de masa de la especie i	kg/m ² ·s
k	Conductividad térmica	W/m·K
L	Longitud	M
Kc	Coeficiente de transferencia de masa por convección	m/s
K _E , K _S	Coeficientes de pérdida en entrada y salida	Adimensional
$\dot{m}$	Flujo másico	kg/s
$\dot{m}_i$	Tasa de evaporación de masa de la especie i	kg/s

M_i	Masa molar de la especie i	kg/mol
m_i	Fracción de masa de la especie	Kg
m_p	Masa de la partícula o gota	Kg
$\tilde{m}_p$	Masa promedio de la partícula	Kg
$\dot{m}_{p,0}$	Flujo másico inicial de la partícula o gota	kg/s
$m_{p,0}$	Masa inicial de la gota o partícula	Kg
n_A''	Flujo másico evaporativo	$kg/m^3 \cdot s$
N_i	Flujo másico de masa evaporada	mol/m ² ·s
Nu	Número de Nusselt	Adimensional
$N_{dyr-air}$	Flujo de aire seco	
S_m	Término fuente de masa	$kg/m^3 \cdot s$
p	Presión del fluido	Pa
P_{sat}	Presión de saturación	Pa
P	Perímetro mojado	M
q	Flujo de calor	W
q_{conv}''	Flujo de calor sensible por convección	W/m^3
q_{evap}''	Flujo de calor latente debido a la evaporación del agua	W/m^3
Re	Número de Reynolds	Adimensional
R	Constante universal de los gases ideales = 8.314	J/(mol·K)
RH_e	humedad relativa de salida	%
Sc	Número de Schmidt	Adimensional
Sh	Número de Sherwood	Adimensional
S_h	Fuente de calor volumétrica	$kg/s^3 m$
T_{in}	Temperatura del aire a la entrada del volumen)	°C o K
T_{out}	Temperatura del aire a la salida del volumen (°C o K)	°C o K
$T_{sup,in}$	Temperatura de la superficie en el punto de entrada del flujo	°C o K
$T_{fluido,in}$	temperatura del aire (o fluido) en la entrada (°C o K)	°C o K
$T_{sup,out}$	temperatura de la superficie en el punto de salida (°C o K)	°C o K
$T_{fluido,out}$	Temperatura del aire (o fluido) en la salida (°C o K)	°C o K
T_p	Temperatura de la partícula o gota	°C o K
T	Temperatura del aire o del fluido	°C o K
T_{db}	temperaturas de bulbo seco húmedo.	°C o K
T_{wb}	Temperatura del bulbo húmedo	°C o K
Th_e	Efectividad térmica en la torre de viento	m/s
T_1	Temperatura Termopar 1	°C o K
T_2	Temperatura Termopar 2	°C o K
T_3	Temperatura Termopar 3	°C o K
T_4	Temperatura Termopar 4	°C o K
T_5	Temperatura Termopar 5	°C o K

T_6	Temperatura Termopar 6	°C o K
T_7	Temperatura Termopar 7	°C o K
T_m	Temperatura media	°C o K
T_e	Temperatura de salida del aire	
T_∞	Temperatura del fluido circundante	°C o K
U	Velocidad de referencia	m/s
u_p	Velocidad de la partícula	m/s
V_e	Velocidad de salida del aire	m/s
V_i	Velocidad de entrada	m/s
WF	Flujo de agua	l/h
Y_i	Fracción másica de la especie i	Adimensional

Símbolos griegos	Descripción	Unidades
μ	Viscosidad dinámica del fluido	$Pa \cdot s$
ρ	Densidad del fluido	kg/m^3
Φ	Término de disipación viscosa	W/m^3
Φ_v	Función de disipación de Rayleigh	$kg/s^3 m$
θ_m	Diferencia de temperatura media logarítmica	K
δ_{ij}	Delta de Kronecker (1 si $i = j$, 0 si $i \neq j$)	
Φ_v	Término de disipación viscosa	(W/m^3)
ρ_p	Densidad de la partícula	kg/m^3
ρ_a	Densidad del aire	kg/m^3
$\rho_{A,s}$	Densidad del vapor de agua saturado en la superficie de la gota	kg/m^3
$\rho_{A,\alpha}$	densidad del vapor en el aire ambiente	kg/m^3
$\rho_{a,e}$	Densidad del aire en la entrada	kg/m^3
$\rho_{a,s}$	Densidad del aire en la salida	kg/m^3

Acrónimos	Descripción
ASHRAE	Sociedad Americana de Aire Acondicionado, Refrigeración y Calefacción
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
CIICAp	Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas
CO ₂	Bióxido de Carbono

GEI	Gases de efecto invernadero
H ₂ O _(g)	Vapor de Agua
HVAC	Sistemas de calefacción, ventilación y Aire Acondicionado
INEGI	Instituto Nacional de Estadística y Geografía (
IAQ	Calidad de aire interior
N ₂	Nitrógeno
O ₂	Oxígeno
ODS	Objetivos de Desarrollo Sostenible
RANS	Ecuaciones de Navier-Stokes Promediadas de Reynolds
TV	Torres de viento
UAEM	Universidad Autónoma del Estado de Morelos
T-H-IC	Configuración Torre–Habitación–Intercambiador de calor

Capítulo 1

1 Introducción

Este capítulo presenta el contexto general del estudio relacionado con la ventilación natural en edificaciones mediante el uso de torres de viento, especialmente en zonas de clima cálido y seco como el norte de México. Se abordan los problemas actuales asociados al confort térmico y al consumo energético, así como la necesidad de implementar estrategias pasivas como el enfriamiento evaporativo.

Además, se expone la importancia de la humidificación del aire y el impacto del calentamiento solar en las condiciones internas de una vivienda. También se justifica la elección del caso de estudio y se describen los antecedentes más relevantes, los objetivos generales y específicos, la hipótesis de trabajo y la estructura que sigue el documento.

1.1 Generalidades

La zona norte de México presenta condiciones climáticas caracterizadas por temperaturas elevadas y humedad relativa reducida durante la mayor parte del año, condiciones propias de regiones áridas y semiáridas. Este escenario ha impulsado una alta demanda de sistemas de climatización, principalmente mediante equipos electromecánicos como ventiladores y sistemas de aire acondicionado (HVAC), lo cual se traduce en un incremento considerable en el consumo de energía eléctrica.

El hecho es que, entre todos los servicios de los edificios, los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado son los que más energía consumen (más del 60%) [Manzano, 2015], [Moosavi et al., 2014] y [Chenari et al., 2016] y que son abastecidos principalmente de los recursos fósiles [Hanif, et al., 2014]. Por lo que mientras más industrializados se vuelven los países, más energía eléctrica

consumen. Según estudios del Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI 2018) en nuestro país el 45% de las viviendas particulares habitadas ubicadas en localidades urbanas, utilizan ventiladores, mientras que en las localidades rurales la proporción es de 41%. Se contabilizan poco más de 7 millones de equipos de aire acondicionado en uso en viviendas particulares en el país.

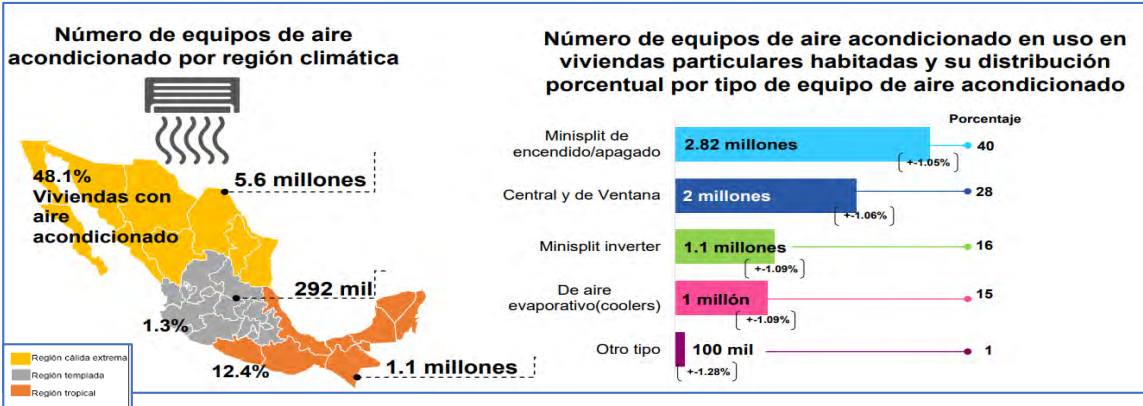


Figura 1 Número de equipos de aire acondicionado y porcentaje de viviendas con al menos un equipo por región climática. Fuente: INEGI (2018).

En la Fig. 1 se observa que el 48.1% de las viviendas ubicadas en regiones de clima cálido extremo cuentan con al menos un equipo de aire acondicionado, destacando el elevado consumo energético asociado a estos sistemas en dicha región [INEGI, 2018].

Por otro lado, se observa que el 60% de las viviendas rurales y el 52% de las urbanas utilizan un solo ventilador como método de climatización (Fig. 2), mientras que solo el 2% y el 5%, respectivamente, disponen de cuatro o más ventiladores. Estas cifras reflejan una alta dependencia de soluciones mecánicas para el acondicionamiento térmico, lo que conlleva implicaciones energéticas y económicas considerables.

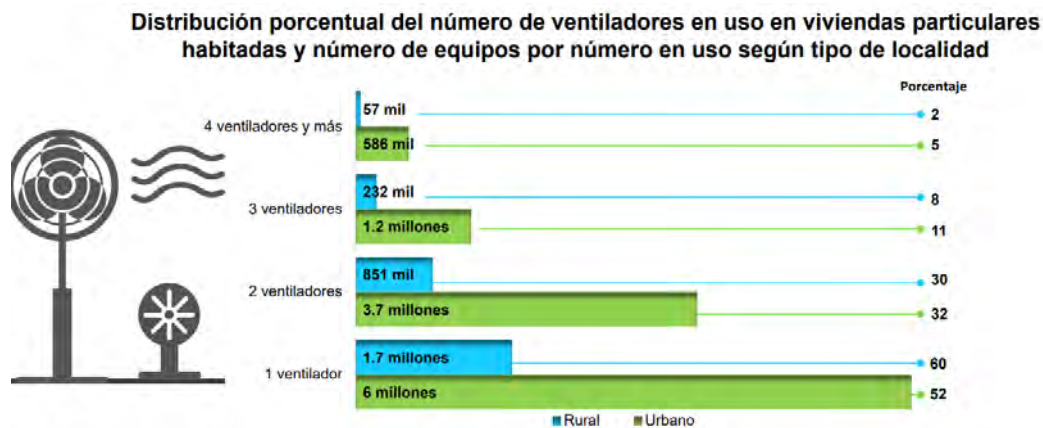


Figura 2 Distribución porcentual del número de ventiladores en uso en viviendas particulares por tipo de localidad.
Fuente: INEGI (2018).

El creciente consumo energético en el sector residencial ha contribuido a una carga significativa sobre la infraestructura eléctrica nacional. En la Fig. 3 se muestra que los estados del norte del país, como Nuevo León, Chihuahua, Sonora y Baja California, presentan un consumo residencial superior al de muchas otras entidades federativas, en concordancia con las altas temperaturas predominantes y el uso intensivo de sistemas HVAC [Hanif et al., 2014].

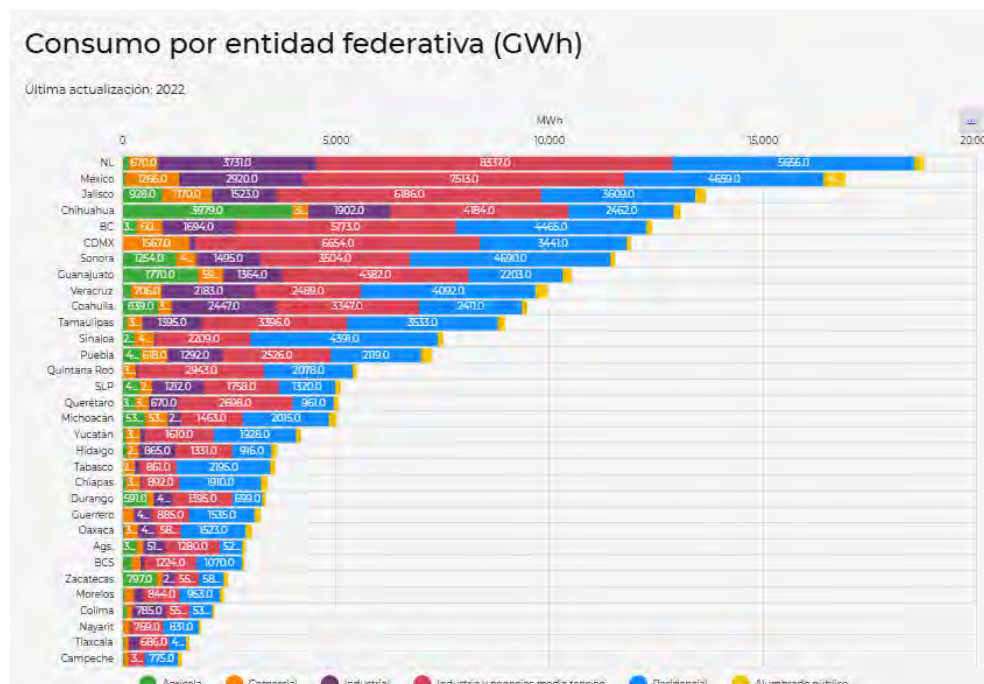


Figura 3 Consumo de energía eléctrica por entidad federativa (GWh). Fuente: CFE (2022).

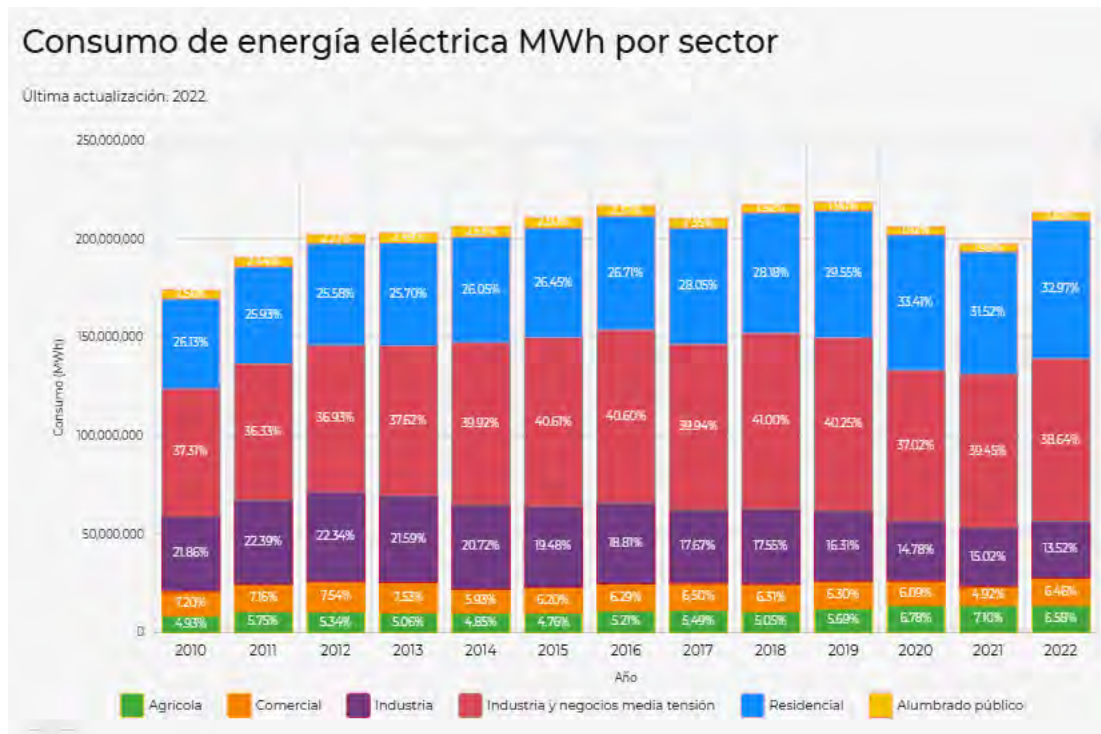


Figura 4. Consumo de energía eléctrica por sector. Fuente: CFE (2022).

En la Fig. 4 se observa que el sector residencial representa aproximadamente el 33% del consumo nacional.

Cada vivienda funciona como un sistema dinámico, donde las condiciones de confort térmico y calidad del aire interior (IAQ) se ven influenciadas por la interacción entre ocupantes, el ambiente interior y el uso de energía (Li et al., 2012), Fig. 5 que representa el ciclo de retroalimentación entre tres elementos clave en la gestión ambiental de los edificios: confort térmico, consumo de energía y calidad del aire interior. El confort térmico depende del flujo de aire, la distribución de temperatura y la humedad; la calidad del aire está determinada por la ventilación y la eliminación de contaminantes; y el consumo energético es una consecuencia directa de la demanda de refrigeración y calefacción. Estos tres factores se retroalimentan entre sí y son influenciados tanto por el ambiente exterior como por el comportamiento de los ocupantes del edificio. A diferencia de los sistemas de aire acondicionado, la ventilación natural es una estrategia viable para reducir simultáneamente el

consumo energético y las emisiones de GEI [Daghigh et al., 2015; Santamouris et al., 2012; Faggianelli et al., 2014].

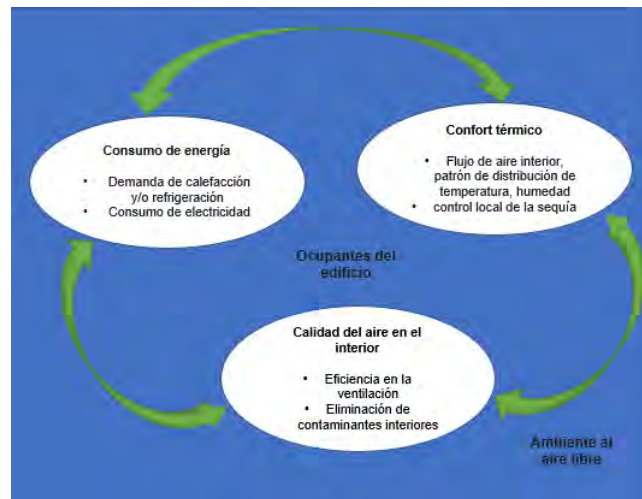


Figura 5 Relación entre el confort térmico, el consumo energético y la calidad del aire interior. Fuente: Adaptado de Li et al. (2012).

Ante el creciente consumo energético derivado del uso intensivo de sistemas mecánicos de climatización en regiones cálidas del norte de México, resulta fundamental apostar por soluciones sostenibles que reduzcan la dependencia de fuentes fósiles y promuevan el confort térmico de manera natural. Actualmente, se ha impulsado el uso de dispositivos pasivos de climatización en el diseño de viviendas, como las torres de viento, que permiten aprovechar la ventilación natural; muros Trombe, chimeneas solares, sistemas de ventilación cruzada y cubiertas vegetales, entre otros. Por lo que, en este estudio, se seleccionaron las torres de viento como estrategia pasiva principal para la evaluación de su desempeño, debido a su capacidad de inducir ventilación natural y favorecer el enfriamiento del aire interior sin requerir un consumo energético significativo. Esta elección se fundamenta en su potencial para optimizar las condiciones térmicas en climas cálidos y secos, así como en climas cálidos-secos con presencia de humedad controlada, ofreciendo ventajas frente a otras estrategias pasivas como la inercia térmica, la ventilación cruzada o la protección solar, al proporcionar un flujo de aire

constante y la posibilidad de integrar sistemas de humidificación que incrementan el confort térmico.

1.2 Descripción de las torres de viento

Las torres de viento (TV), definidas como dispositivos pasivos capaces de captar y canalizar el flujo de aire hacia el interior de los edificios mediante gradientes de presión y temperatura. Este principio ha sido utilizado durante siglos en regiones del Medio Oriente [Bahadori, 1978; Roaf, 2015; Kamal, 2016], donde las TV son reconocidas por su capacidad de proporcionar ventilación natural y confort térmico en climas áridos.

Desde el punto de vista arquitectónico, las TV tradicionales se clasifican en función del número de caras con aberturas: unilaterales, bilaterales, cuadrilaterales, pentagonales, hexagonales, octogonales y cilíndricas. Esta diversidad permite adaptar el diseño a la orientación del edificio y a las condiciones ambientales del entorno [Hejazi y Saradj, 2014; Tavakolinia, 2011].

Estructuralmente, las TV tradicionales están compuestas por elementos como aberturas superiores, cabeza, canal de aire, divisores internos y, en algunos casos, sistemas complementarios como cisternas, jardines o mezquitas [Hashemi et al., 2012; Patel, 2015]. Estos componentes funcionan de manera integrada para promover la entrada de aire fresco y la expulsión del aire caliente. Diversos estudios han demostrado su capacidad para reducir la temperatura interior hasta en 10 °C [Soutullo et al., 2008; Ionescu et al., 2015].

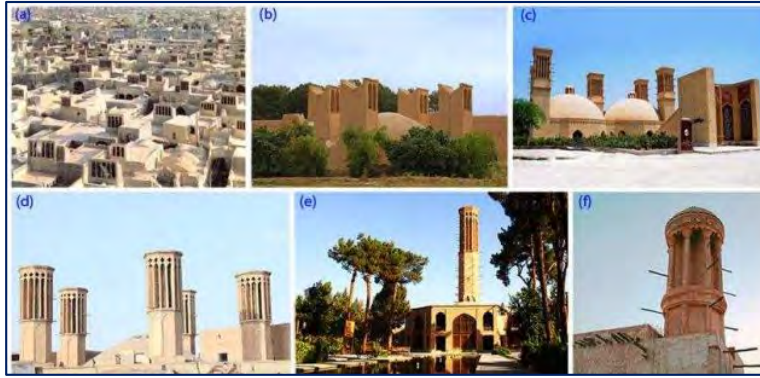


Figura 6 Diversos tipos de TV tradicionales: (a) TV de un solo lado en Meybod, Irán; (b) TV de dos lados de la cisterna de agua en el Jardín Dowlat-Abad, Yazd, Irán; (c) TV de cuatro lados de la cisterna de agua en la isla de Kish, Irán; (d) TV de seis lados e en Yazd, Irán; (e) TV de ocho lados en el Jardín Dowlat-Abad, Yazd, Irán; (f) TV cilíndrica en Dubai.

Con el avance tecnológico, las TV han evolucionado hacia modelos modernos que integran elementos como ventiladores solares, rejillas automáticas y amortiguadores móviles para optimizar el flujo de aire y aumentar la eficiencia energética [Fahmy et al., 2010; Calautit y Hughes, 2014]. Estas torres modernas han sido incorporadas en proyectos urbanos y edificaciones públicas en países como el Reino Unido, mostrando su adaptabilidad a diferentes contextos arquitectónicos contemporáneos.



Figura 7 Diferentes TV con una abertura en el Reino Unido: (A) Hospital Real de Chelsea, Londres; (B) Escuela Seaside, Lancing; (C) Escuela Addey y Stanhope, Deptford; (D) Ecotienda Tesco Cheetham Hill.

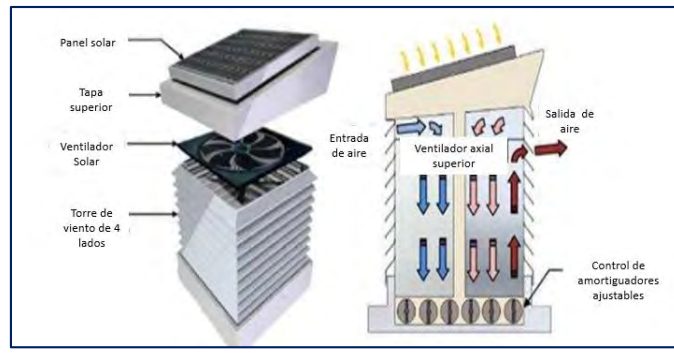


Figura 8 Esquema de una TV moderna con un ventilador solar.

Numerosos estudios han evaluado el rendimiento térmico de las TV mediante modelos numéricos y simulaciones CFD. Desde los trabajos iniciales como el teórico de Bahadori (1978) y numérico 2D de Moya et al. (1987) que analizaron la ventilación natural inducida por torres de viento, hasta estudios más recientes en CFD tridimensional [Mohammoudi, 2009; Montazeri, 2010; Morales, 2014], se ha demostrado la capacidad de las TV para mejorar la ventilación y reducir la carga térmica de los edificios.

Adicionalmente, se ha propuesto el uso de técnicas de humidificación como medios porosos, aspersores o cojinetes evaporativos que potencian el efecto de enfriamiento evaporativo dentro de la torre, ampliando su funcionalidad en climas más extremos [Bahadori (1994, 2008)]. Asimismo, la integración de tecnologías solares y dispositivos de control automático ha permitido aumentar su rendimiento energético global [Da Silva, 2005].

El uso de herramientas computacionales como ANSYS Fluent, OpenFOAM y TRNSYS ha facilitado el análisis detallado del comportamiento térmico y aerodinámico de estos sistemas [Kang et al., 2016; Chaudhry et al., 2015], permitiendo realizar simulaciones numérico-experimentales con menor costo y mayor precisión [Reyes et al., 2013; Morales, 2014].

Además de los diseños convencionales, se han explorado configuraciones arquitectónicas más complejas que integran las torres de viento con otros espacios como patios centrales, habitaciones o intercambiadores de calor, como es el caso

del modelo T-H-IC desarrollado en este trabajo. Estas configuraciones híbridas han demostrado mejoras significativas en ventilación, control térmico y eficiencia energética, consolidándose como una alternativa viable frente a los sistemas mecánicos convencionales en regiones con climas áridos o semiáridos.

Además de sus cualidades arquitectónicas, las torres de viento han demostrado ser sistemas pasivos eficaces en climas áridos y semiáridos al proporcionar ventilación natural y reducción térmica sin requerir energía eléctrica. En su diseño más básico, estas torres operan exclusivamente mediante diferencias de presión y temperatura, sin incorporar mecanismos adicionales de enfriamiento. Estas configuraciones tradicionales, conocidas como torres de viento sin humidificación, han sido objeto de diversos estudios que han evaluado su capacidad para inducir ventilación cruzada y mejorar el confort térmico únicamente mediante la canalización del flujo de aire exterior.

A continuación, se presentan los estudios más relevantes enfocados en el comportamiento de torres de viento sin humidificación, analizando sus principios físicos, geometrías, orientaciones y desempeño en distintas condiciones climáticas.

1.3 Estudios de Torres de viento sin humidificación

Las torres de viento sin humidificación representan una de las formas más antiguas y extendidas de ventilación pasiva. Su funcionamiento se basa únicamente en la captación del viento y su canalización hacia el interior del edificio, aprovechando diferencias de presión, temperatura y altura para inducir el movimiento del aire. Estas configuraciones, comunes en regiones cálidas y áridas del Medio Oriente, han sido objeto de numerosos estudios que buscan entender y mejorar su desempeño sin recurrir a mecanismos adicionales como la humidificación.

Investigaciones pioneras como el teórico de Bahadori (1978) y numérico 2D de Moya et al. (1987) analizaron la ventilación natural inducida por torres de viento, incluyendo la convección natural. Posteriormente, Mohammoudi (2009) y Montazeri (2010) realizaron simulaciones CFD más detalladas en 2D y 3D, explorando

variables como la dirección del viento, altura de la torre y tamaño de aberturas. Estos estudios evidenciaron reducciones térmicas interiores de hasta 6 °C mediante el uso exclusivo de ventilación natural.

En el ámbito experimental, Sami (2002) evaluó el desempeño de una torre-patio-habitación bajo distintas condiciones de viento sin utilizar dispositivos de enfriamiento adicionales. Se observó que, aunque la torre funcionaba adecuadamente a velocidades altas, su eficacia disminuía considerablemente en condiciones de viento bajo.

Otros estudios como los de Fahmy et al., (2010) y Calautit y Hughes (2014) han propuesto torres mejoradas sin humidificación, incorporando elementos pasivos como rejillas automáticas, compuertas ajustables o ventiladores solares. Estas estrategias permiten optimizar el flujo de aire y aumentar la eficacia de la ventilación, incluso sin recurrir al enfriamiento evaporativo.

En general, las torres sin humidificación ofrecen ventajas como bajo costo, mantenimiento reducido y dependencia mínima de recursos energéticos, siendo una solución eficaz para condiciones de viento favorables. No obstante, su eficiencia puede verse limitada en climas extremos o durante periodos de calma atmosférica, lo que ha impulsado la evolución hacia sistemas híbridos más eficientes

La integración de sistemas de humidificación en las torres de viento (TV) representa una evolución significativa en el diseño de estrategias pasivas para el confort térmico. Estas configuraciones combinan los principios de ventilación natural con el enfriamiento evaporativo, lo que permite un mayor control de la temperatura y la humedad relativa del aire que ingresa al espacio habitable.

Uno de los estudios pioneros en esta línea fue realizado por Sami (2002), quien analizó el comportamiento de una torre equipada con cojinetes evaporativos en la entrada, considerando velocidades de viento de 7 y 16 km/h. Utilizando el modelo de turbulencia k- ϵ en simulaciones transitorias de seis horas, se observó que, a velocidades bajas sin humidificación, la torre no cumplía adecuadamente su

función. Sin embargo, al incorporar los cojinetes evaporativos, se generó una resistencia inicial al flujo que fue compensada por el incremento de la densidad del aire al enfriarse, lo cual facilitó su descenso hacia el interior. En condiciones de viento débil, la torre operaba como una chimenea térmica invertida, impulsando aire refrigerado hacia el espacio acondicionado.

En otro estudio, Badran, (2003) investigó una torre de viento en Jordania equipada con un sistema de aspersión de agua y conductos de arcilla. Esta torre, con múltiples aberturas superiores, permitía una captación eficiente del viento y facilitaba la expulsión del aire caliente. Los conductos de arcilla actuaban como disipadores térmicos, promoviendo la reducción de temperatura mediante mecanismos combinados de transferencia de calor y enfriamiento evaporativo. Badran concluyó que una altura inferior a 9 metros era suficiente para alcanzar condiciones de humedad relativa cercanas al 100% en climas áridos, eliminando la necesidad de estructuras tradicionales altas.

Calautit et al., (2013, 2015) llevaron a cabo simulaciones computacionales y pruebas en túneles de viento, en las que analizaron el flujo alrededor de torres de viento con sistemas evaporativos. Los resultados indicaron una ligera reducción del flujo interno (7–10%) pero una mejora significativa en la distribución de temperatura. El sistema logró reducir la temperatura del aire hasta en 15 °C, lo que validó la eficacia del enfriamiento evaporativo acoplado para alcanzar confort térmico sin recurrir a sistemas mecánicos.

En investigaciones más recientes, Carreto et al., (2024) realizaron un estudio numérico-experimental de una torre de viento acoplada a una habitación, incorporando humidificación para evaluar su efecto en la convección mixta y el confort térmico. El modelo mostró mejoras sustanciales en la ventilación natural y la capacidad de transferencia de calor, destacando la relevancia del enfriamiento evaporativo en el rendimiento general del sistema.

Por su parte, Kadi et al., (2023) utilizaron un modelo CFD tridimensional para evaluar una torre de viento integrada a un invernadero en Abu Dhabi. El sistema

demostró su capacidad de mantener condiciones ideales de enfriamiento durante el verano, aunque implicaba un consumo considerable de agua (2,102 L/m²/año), lo que plantea consideraciones sobre su sostenibilidad en regiones con escasez hídrica.

En otro enfoque, Moh et al., (2023) desarrollaron un sistema pasivo de enfriamiento evaporativo para climas tropicales húmedos, basado en una torre de ventilación con geometría Venturi y superficies húmedas. Las pruebas indicaron una reducción térmica de hasta 3.87 °C, validando su funcionalidad en contextos donde la humedad ambiente ya es elevada.

Finalmente, Ahmadian Hosseini et al., (2020) utilizaron un enfoque Euleriano-Lagrangiano en CFD para simular la interacción entre el flujo de aire y gotas de agua dentro de una torre de viento. Los resultados revelaron que el sistema podía reducir la temperatura del aire exterior entre 5 y 10 °C, dependiendo de la velocidad y temperatura del flujo, lo cual demuestra la viabilidad de estos dispositivos en entornos calurosos.

En conjunto, estos estudios muestran que la humidificación aplicada en torres de viento no solo mejora el desempeño térmico, sino que también permite su aplicación en una mayor diversidad de condiciones climáticas. La combinación de ventilación natural y enfriamiento evaporativo se posiciona como una solución efectiva, sostenible y replicable en zonas con altas temperaturas y baja humedad relativa.

1.4 Estudios de torres de viento con humidificación y dispositivos de transferencia de calor

Los sistemas híbridos que integran torres de viento con humidificación y dispositivos de transferencia de calor representan una evolución avanzada dentro de las estrategias pasivas para el acondicionamiento térmico. Estos sistemas combinan múltiples mecanismos físicos convección natural, enfriamiento evaporativo e intercambio térmico para lograr un mayor control sobre las condiciones de confort interior, especialmente en zonas áridas o con climas extremos.

En este sentido, Jafari y Kalantar, 2022 realizaron una simulación numérica de un sistema compuesto por una torre de viento, una chimenea solar diagonal y un sistema de pulverización de agua, aplicado a un edificio de varios niveles en clima árido. Los resultados mostraron una reducción de temperatura del aire interior de entre 6 y 12 °C y un incremento de la humedad relativa hasta el 80 % en los niveles superiores, confirmando el potencial de los sistemas pasivos integrados para mejorar el confort térmico en edificaciones de gran escala.

Asimismo, Obeidat et al., (2021) evaluaron mediante CFD una torre de viento innovadora diseñada para climas áridos. Su estudio reportó una disminución de temperatura interior de hasta 6.16 °C, subrayando la eficiencia de los diseños adaptativos que combinan humidificación con principios avanzados de ventilación.

Por otro lado, diversos investigadores han abordado la incorporación directa de intercambiadores de calor en torres de viento. En particular, Calautit et al., (2015) y Zomorodian et al., (2022) propusieron configuraciones que logran reducir la temperatura interior hasta en 15 °C, además de mejorar la distribución del flujo y el rendimiento energético.

Calautit et al., (2015) desarrollaron un estudio numérico y experimental de una torre de viento con tubos evaporadores integrados, empleando CFD y pruebas en túnel de viento con un modelo a escala 1:10. El diseño incluyó tres dominios de análisis: el macroclima (exterior), la torre de viento y el microclima (interior). El aire caliente ingresaba por rejillas superiores, descendía a través de los tubos de alta conductividad térmica organizados en zonas de evaporación, adiabática y condensación y transfería el calor al condensador en un sistema cerrado. Esta configuración permitió reducir el aire exterior de 44.85 °C a 36.85 °C, con descensos de temperatura interior de entre 2 y 7 °C, incluso con velocidades de viento bajas. Esta propuesta también eliminó la necesidad de partes móviles, lo que facilita su mantenimiento y aumenta la durabilidad del sistema.

Complementariamente, Chaudhry et al., (2015) exploraron la implementación de tubos cilíndricos conductivos en techos para reforzar la ventilación natural, mientras

que Liu et al., (2023) evaluaron una torre de viento con recuperación de calor pasiva mediante tubos sólidos. En climas fríos, esta torre elevó la temperatura interior en promedio 3.1 °C y redujo la pérdida de calor por ventilación hasta en un 8.1 %, demostrando que este tipo de sistemas también pueden ser eficaces durante la temporada invernal.

El presente trabajo se integra dentro de esta línea de investigación, tomando como base el modelo torre-habitación (T-H) de Reyes et al., (2013, 2015), desarrollado para condiciones climáticas de Monterrey, N.L. En esta tesis se propone complementar dicha configuración mediante la adición de un sistema de humidificación por aspersión en la torre y un intercambiador de calor en la pared de salida de aire en la habitación, formando así el modelo T-H-IC (Torre–Habitación–Intercambiador).

Para ello, se llevará a cabo un estudio teórico-experimental en túnel de viento, replicando el sistema a escala 1:16. Simultáneamente, se realizarán simulaciones CFD en ANSYS Fluent, a fin de modelar la interacción entre el flujo de aire, la humidificación y el intercambio térmico, validando así los resultados experimentales.

Este proyecto representa una contribución significativa al desarrollo de soluciones bioclimáticas para viviendas en regiones áridas, promoviendo la eficiencia energética mediante el uso de estrategias pasivas. La configuración T-H-IC busca demostrar la viabilidad técnica y funcional de integrar humidificación e intercambio de calor en una torre de viento, alineándose con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) relacionados con la energía asequible y no contaminante (ODS 7), las ciudades y comunidades sostenibles (ODS 11) y la acción por el clima (ODS 13).

1.4.1 Antecedentes institucionales de modelado 3D de viviendas con torre de viento

Dentro de la línea de investigación desarrollada en el *Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)* sobre sistemas pasivos de

climatización, se han realizado estudios previos que constituyen antecedentes directos de la presente tesis doctoral. En particular, destacan dos trabajos de maestría enfocados en el modelado tridimensional (3D) de viviendas equipadas con torres de viento.

Dentro de los trabajos desarrollados en el CENIDET han abordado la aplicación de torres de viento en viviendas de interés social como estrategia pasiva de climatización. **Reyes Herrera (2009)** realizó un estudio numérico-experimental en modelo físico a escala y mediante CFD, demostrando que las torres de viento son una alternativa viable para mejorar la ventilación cruzada y reducir la temperatura interior en climas cálido-secos. Posteriormente, **Flores Salas (2013)** analizó la incorporación de torres de viento en el edificio del CIICAp-UAEM, combinando simulaciones CFD y mediciones experimentales, encontrando que el diseño con dos torres optimiza la distribución del flujo de aire y cumple con los estándares de ventilación de ASHRAE. En la misma línea, **Morales Morales (2014)** desarrolló un estudio teórico-experimental de torres de viento acopladas a una habitación en condiciones de Monterrey, N.L., validando un modelo CFD con datos de túnel de viento y concluyendo que la humidificación mejora el efecto evaporativo aunque su impacto se estabiliza a lo largo de la torre. Más recientemente, **Francisco-Hernández (2021)** amplió el análisis incorporando dos tecnologías: torres de viento con humidificación y un sistema de aprovechamiento de fluido geotérmico de baja entalpía, demostrando que ambas estrategias son viables para mejorar el confort térmico y reducir el consumo energético en viviendas de zonas áridas y semiáridas.

En conjunto, estos estudios demostraron el potencial del modelado computacional tridimensional para diseñar y optimizar torres de viento en viviendas. Sin embargo, dejaron espacio para ampliar los alcances que aborda esta tesis doctoral, como: (i) la humidificación del aire dentro de la torre, (ii) el acoplamiento con un intercambiador de calor en la pared de salida y (iii) la validación experimental en túnel de viento bajo condiciones representativas del clima de Monterrey.

1.5 Conclusiones del estado del arte

A partir de la revisión de la literatura, se concluye que es técnicamente viable alcanzar el confort térmico de forma natural mediante el uso de torres de viento, siempre que se tomen en cuenta parámetros críticos como la velocidad y dirección del viento, temperatura y humedad relativa del sitio específico. Diversos estudios numéricos han validado la eficacia de los sistemas torre-habitación (T-H) y torre-casa (T-C) para inducir ventilación natural y enfriamiento del aire, mejorando así las condiciones de habitabilidad interior en climas áridos y semiáridos (Reyes et al., 2015; Calautit et al., 2015).

La incorporación de sistemas de humidificación del aire en las torres de viento se ha identificado como una estrategia efectiva para reducir la temperatura del aire interior. Este enfoque aprovecha el enfriamiento evaporativo, ya sea mediante métodos directos como columnas húmedas o cojinetes evaporativos o métodos indirectos, como intercambiadores térmicos o tubos de calor (Zomorodian et al., 2022; Liu et al., 2023). En condiciones experimentales, estas estrategias han demostrado ser capaces de reducir la temperatura del aire entre 10 °C y 15 °C, incrementando la humedad relativa en rangos que oscilan entre el 30 % y el 80 %, dependiendo de la configuración del sistema y de las condiciones climáticas locales (Obeidat et al., 2021).

Entre las herramientas más relevantes para analizar el comportamiento térmico y fluidodinámico de estas soluciones pasivas destaca la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). En particular, el enfoque multifase Lagrangiano-Euleriano, como el empleado por Saffari y Hossenia, (2011), ha demostrado ser una herramienta robusta para modelar con suficiente aproximación el proceso de evaporación y la interacción entre gotas de agua y flujo de aire.

Si bien los estudios previos han contribuido significativamente al entendimiento del fenómeno, aún existe una limitada evidencia experimental sobre torres de viento acopladas a una habitación equipada con una pared externa sometida a calentamiento solar. Este trabajo de tesis representa una contribución original al

proponer y analizar un sistema Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC) con humidificación por aspersión, evaluado considerando las condiciones de viento de la Cd. de Monterrey, N.L., México.

La principal aportación de este estudio radica en integrar tres elementos clave en un mismo modelo: la ventilación natural inducida por la torre de viento, el enfriamiento evaporativo mediante un sistema de humidificación activo, y la recuperación o modulación térmica por medio de un intercambiador de calor de placas para emular el calentamiento solar en una pared. Esta configuración permite analizar de forma integral la interacción entre flujo, temperatura y humedad, contribuyendo al diseño de estrategias pasivas más eficientes para zonas con climas cálido-secos.

El diseño experimental contempla un modelo físico a escala 1:16 instalado en un túnel de viento de succión, en el que se evalúan distintos escenarios de flujo modulando el número de Reynolds y simulando estaciones de verano e invierno. Las pruebas consideran condiciones ambientales representativas del norte de México (temperaturas entre 20 °C y 30 °C; humedad relativa del 18 % al 78 %), lo cual permite establecer lineamientos aplicables a viviendas de interés social en esa región. Además, se realiza simulación CFD a escala reducida para conocer a mayor detalle los campos de velocidad, humedad y temperatura del aire en el interior del sistema T-H-IC, complementando así la comprensión de los fenómenos físicos observados en el laboratorio y fortaleciendo la confiabilidad de los resultados.

En conjunto, la investigación ofrece una nueva alternativa tecnológica pasiva e híbrida, que responde a necesidades reales de confort térmico en zonas con estrés térmico estacional, y que puede ser replicada o adaptada a otros contextos geográficos con características climáticas similares.

1.6 Objetivos

1.6.1 Objetivo general

- Determinar la factibilidad de incorporar medios humidificantes de aire en una torre de viento, para satisfacer las condiciones de confort térmico en casas de interés social de la Cd. de Monterrey N.L.

1.6.2 Objetivos específicos

- Estudiar de forma numérica y experimental la ventilación natural en un sistema Torre de viento-Habitación (T-H).
- Determinar teórica, numérica y experimentalmente el efecto de la humidificación del aire en el sistema T-H incorporando humidificación a la entrada de la torre y un intercambiador de calor en la pared de la habitación con salida de aire para emular calentamiento solar (sistema T-H-IC).

1.7 Alcances

Esta investigación se enfoca en evaluar la factibilidad técnica de integrar un sistema de humidificación del aire en una torre de viento acoplada a una habitación considerando la configuración propuesta por Reyes et al., (2013,2015), con el fin de mejorar las condiciones de confort térmico en viviendas de interés social en la ciudad de Monterrey, N.L., caracterizada por un clima cálido-seco.

Para alcanzar este propósito, el estudio se limita a analizar configuraciones arquitectónicas tipo Torre-Habitación (T-H) y Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC), en las que se implementa un sistema de humidificación activa mediante aspersores y un intercambiador de calor de placas en la salida del flujo de aire en la habitación.

El trabajo considera un enfoque teórico, numérico y experimental. A nivel computacional, se desarrolla un modelo CFD tridimensional a escala real utilizando el software ANSYS Fluent, con condiciones de frontera representativas del clima de Monterrey. A nivel experimental, se diseña y construye un modelo de acrílico a escala 1:16, evaluado en un túnel de viento de baja velocidad, donde se simulan

condiciones ambientales de verano e invierno, y se mide el comportamiento del sistema en cuanto a temperatura, velocidad del aire y humedad relativa.

Los alcances de este estudio incluyen:

- **Caracterizar el comportamiento** del sistema T-H-IC, con y sin humidificación, considerando una velocidad del aire a la entrada de la torre de viento de 1.36 m/s.
- **Evaluar el efecto del calentamiento solar en una de las paredes de la habitación**, simulando una superficie expuesta a radiación directa, con temperaturas controladas en laboratorio de hasta 40 °C.
- **Determinar la influencia del sistema de humidificación** sobre la temperatura y humedad relativa del aire que ingresa al espacio habitable, así como su contribución al logro de condiciones cercanas al confort térmico (según ASHRAE, 55).
- **Comparar los resultados teórico-numérico-experimentales** para validar el modelo propuesto y comprobar su viabilidad técnica como alternativa pasiva-híbrida en el diseño de viviendas de bajo consumo energético.

Es importante señalar que el estudio no contempla la interacción con los efectos de la radiación solar directa en techos o cubiertas, ni el análisis del comportamiento térmico nocturno. Asimismo, no se realiza un análisis económico detallado del sistema propuesto, aunque se discute su aplicabilidad en términos de eficiencia térmica y potencial replicabilidad en otras zonas con clima similar.

1.8 Estructura de la tesis

La presente tesis se organiza en ocho capítulos que abarcan desde el contexto general del problema hasta el análisis detallado y validación del modelo propuesto. A continuación, se describe brevemente el contenido de cada uno:

Capítulo 1. Introducción

Expone el contexto general del estudio, los antecedentes sobre sistemas pasivos de ventilación, las torres de viento y su aplicación en climas áridos, así como los objetivos, hipótesis, alcances y la justificación de la investigación.

- **Capítulo 2. Marco teórico**

Presenta los fundamentos físicos y matemáticos del análisis, incluyendo la modelación CFD, las ecuaciones de conservación para flujo multifásico, transferencia de calor y masa, así como los modelos teóricos utilizados para interpretar los resultados experimentales.

- **Capítulo 3. Caso de estudio**

Describe el sistema físico bajo análisis: una torre de viento con humidificación acoplada a una habitación. Se establecen las Condiciones de Frontera con base en las condiciones climáticas de Monterrey, N.L., incluyendo información sobre velocidad del viento, temperatura y humedad relativa.

- **Capítulo 4. Metodología**

Detalla el desarrollo del modelo físico a escala (T-H-IC), el procedimiento experimental en túnel de viento, los equipos utilizados

- **Capítulo 5. Resultados experimentales**

Analiza los resultados obtenidos en el laboratorio, considerando comportamiento térmico, incertidumbre, efecto de la pulverización, temperatura de salida, coeficientes de transferencia de calor y número de Nusselt, así como su impacto en el confort térmico.

- **Capítulo 6. Estudio CFD a escala reducida**

Presenta el desarrollo y validación del modelo CFD con simulaciones detalladas del comportamiento del flujo en el sistema T-H-IC. Se comparan los resultados

numéricos y experimentales y se discute la correlación entre los números adimensionales involucrados.

- **Capítulo 7. Conclusiones y recomendaciones**

Resume los principales hallazgos del estudio, destacando el impacto de la humidificación en el desempeño térmico del sistema y su utilidad como estrategia de climatización pasiva. Se proponen recomendaciones para futuras investigaciones y aplicaciones prácticas.

- **Capítulo 8. Referencias**

Contiene la bibliografía utilizada en el desarrollo del trabajo, citada conforme al formato APA.

2 Marco Teórico

Se presentan los modelos matemáticos pertinentes para la simulación y análisis del sistema de enfriamiento evaporativo de aire.

2.1 Modelado CFD (Dinámica de Fluidos Computacional)

2.1.1 Ecuaciones para la fase continua

El enfriamiento evaporativo es un proceso físico mediante el cual el calor sensible del aire se utiliza para evaporar agua, lo que reduce su temperatura. Este fenómeno se basa en tres principios fundamentales de la física: la transferencia de calor, la transferencia de masa y la dinámica de fluidos. En términos generales, el aire caliente y seco entra en contacto con una superficie o medio húmedo (gotas o película de agua), provocando la evaporación de parte del agua, lo cual consume energía térmica del aire, disminuyendo su temperatura e incrementando su contenido de vapor.

Este proceso ocurre en un entorno donde el fluido portador es un fluido newtoniano (aire húmedo), el cual se comporta típicamente en régimen turbulento. El sistema se comporta como un flujo bifásico que involucra la interacción entre dos fases:

- Fase continua: mezcla de aire seco (principalmente N_2 y O_2) y vapor de agua ($H_2O_{(g)}$),
- Fase dispersa: microgotas de agua líquida ($H_2O_{(l)}$).

Para describir adecuadamente este fenómeno, es necesario resolver un sistema acoplado de ecuaciones diferenciales de conservación de masa, cantidad de movimiento, energía y especies, tanto para la fase continua como para la dispersa, lo que se detalla a continuación.

Las ecuaciones diferenciales utilizadas para modelar el comportamiento del flujo se expresan de la siguiente forma (Fluent, User's Guide 6.3):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = S_m \quad (1)$$

La Ec. (1) corresponde a la conservación de la masa. En esta ecuación, u_i representa las componentes de la velocidad del aire en la fase continua, expresadas en m/s , y S_m es el término fuente que indica la adición de masa proveniente de la fase discreta, con unidades de $\frac{kg}{m^3s}$, ρ es densidad del fluido en kg/m^3 ,

$$\rho u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{d}{dx_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) \right] + \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i \quad (2)$$

La Ec. (2), que es una forma de la ecuación de Navier–Stokes generalizada o tensorial para la dirección i , en coordenadas cartesianas, usada en simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD). Esta ecuación describe el balance de fuerzas por unidad de volumen que actúan sobre un fluido: inerciales, viscosas, presión, gravedad y otras fuerzas externas, μ es viscosidad dinámica del fluido ($Pa \cdot s$), δ_{ij} es delta de Kronecker: 1 si $i = j$, 0 si $i \neq j$., g_i es la aceleración gravitacional en la dirección i (m/s^2), p es la presión del fluido (Pa), F_i son las fuerzas externas (ej. fricción, fuerzas de cuerpo adicionales) en la dirección i . Y $\frac{\partial u_k}{\partial x_k}$ es la divergencia de las velocidades

$$u_i \frac{\partial e}{\partial x_i} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \phi_v + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \sum_{i'}^n h_{i'} J_{i'} + S_h \quad (3)$$

La Ec. (3) de conservación de la energía interna de un fluido, considerando: compresibilidad, conducción de calor, transferencia de masa con calor latente (como

en procesos de humidificación), y fuentes externas de energía. Se emplea en CFD cuando se necesita modelar procesos térmicos complejos como evaporación, condensación o humidificación activa. Donde e es la energía interna en J/kg , Φ_v es la función de disipación de Rayleigh en $kg/s^3 m$, h_i es la entalpía de la especie i , j_i es el flujo de difusión de la especie i en $kg/m^2 s$ y S_h es la fuente de calor volumétrica en $kg/s^3 m$, k conductividad térmica del fluido ($W/m \cdot K$) y $\sum_i^n h_i \cdot J_i$ Flujo de entalpía debida a transferencia de masa (por difusión de vapor)

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j J_{i,j})}{\partial x_j} = \frac{\partial J_{i,j}}{\partial x_j} + S_{m_i} \quad (4)$$

La Ec. (4) es la ecuación de conservación de especies, evalúa cómo se transportan las especies dentro del flujo (aire seco, vapor). Donde Y_i es la fracción másica de la especie i (adimensional), $J_{i,j}$ es el flujo difusivo de la especie i en dirección j ($kg/m^2 \cdot s$), u_j es el componente de la velocidad del fluido (m/s) y S_{m_i} término fuente de masa ($kg/m^3 \cdot s$), como la entrada de vapor por humidificación

$$J_i = -\rho D_{i,m} \frac{\partial m_i}{\partial x_i} \quad (5)$$

La Ec. (5) es una forma de la ley de Fick generalizada para mezclar una especie i (por ejemplo, vapor de agua) en una mezcla (como aire seco). Expresa cómo se difunde una especie debido a gradientes de concentración o fracción másica en el fluido., $D_{i,m}$ coeficiente de difusión de la especie i en la mezcla (m^2/s) y $\frac{\partial m_i}{\partial x_i}$ es el gradiente de la fracción másica m_i (o Y_i) de la especie i respecto a la dirección x_i .

2.1.2 Ecuaciones para la fase dispersa

La ecuación de movimiento para partículas en un fluido, conocida como una forma de la ecuación de trayectoria de partícula (Particle Force Balance Equation), comúnmente usada en simulaciones CFD con el modelo Lagrangiano, integrando

las fuerzas que actúan sobre ellas (por ejemplo, para gotas de agua en sistemas de humidificación), Ec. (6)

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \frac{\rho}{\rho_p} u_p \frac{\partial u}{\partial x_i} \quad (6)$$

Donde F_D (Ec. (7) define la fuerza de arrastre(1/s), que actúa sobre las gotas en función de sus propiedades del fluido, depende del número de Reynolds y del diámetro, u_p es la velocidad de la partícula en (m/s), u es la velocidad del fluido en el entorno (m/s), $\frac{du_p}{dt}$ es la aceleración de la partícula (m/s²), ρ_p es la densidad de la partícula (kg/m³) y $\frac{\partial u}{\partial x_i}$ es el gradiente de velocidad del fluido en dirección x_i (1/s).

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (7)$$

La Ec. (8) es el número de Reynolds de partícula, que compara fuerzas inerciales con fuerzas viscosas que actúan sobre una partícula (o gota) moviéndose dentro de un fluido. Se utiliza para determinar si el flujo alrededor de la partícula es laminar, transitorio o turbulento, lo cual afecta directamente el coeficiente de arrastre.

$$Re = \frac{d\rho|u_p - u|}{\mu} \quad (8)$$

La Ec. (8) es esencial para el modelo de Discrete Phase (DPM) que se usa en CFD.

La Ec. (9) (Morsi y Alexander, 1972) es una fórmula empírica para calcular el coeficiente de arrastre C_D de una partícula esférica que se mueve en un fluido. Depende del número de Reynolds de la partícula y describe cómo la resistencia del fluido afecta su movimiento.

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (9)$$

Donde a_1, a_2 y a_3 son los coeficientes empíricos específicos del modelo o del ajuste experimental propuestos por Morsi y Alexander (1972).

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_f \quad (10)$$

La Ec. (10) es la ecuación de conservación de energía para una partícula o gota esférica. Describe cómo cambia la temperatura de la gota debido a dos fenómenos:

1. Intercambio de calor por convección entre la gota y el aire circundante.
2. Pérdida de masa por evaporación, que absorbe calor en forma de calor latente de vaporización.

Donde c_p es el calor específico de la partícula ($J/kg \cdot K$), $\frac{dT_p}{dt}$ es la tasa de cambio de la temperatura de la partícula (K/s), h es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \cdot K$), A_p es el área superficial de la partícula (m^2), T_∞ es la temperatura del fluido circundante (aire) (K), T_p es la temperatura de la partícula o gota (K), $\frac{dm_p}{dt}$ es la tasa de cambio de masa (evaporación) (kg/s) y h_f es el calor latente de vaporización del líquido (J/kg).

2.1.3 Acoplamiento entre fases

El acoplamiento entre las dos fases (dispersa y continua), es una forma simplificada para calcular el término fuente de masa (Ec. (11) que se añade al fluido continuo (fase gaseosa) a partir de la evaporación o vaporización de gotas (fase dispersa) en un modelo Lagrangiano–Euleriano, como el usado en CFD. Es un valor adimensional que puede integrarse en la ecuación de conservación de masa como fuente de vapor en celdas donde ocurre la interacción entre fases.

$$s_m = \frac{\Delta m_p \dot{m}_{p,0}}{m_{p,0}} \quad (11)$$

Donde Δm_p es el cambio de masa de la partícula (gota) durante el proceso (kg), $\dot{m}_{p,0}$ es el flujo másico inicial de la partícula o gota (kg/s) y $m_{p,0}$ es la masa inicial de la gota o partícula (kg).

La Ec. (12) calcula el impulso ganado o perdido por el fluido debido a las partículas. Esta es la ecuación integral de fuerzas sobre partículas usada en modelos CFD de fase discreta (DPM). Es especialmente útil para simular el comportamiento de gotas de agua en procesos de humidificación evaporativa

$$F_i = \sum \left(\frac{18\mu}{\rho_p D_p^2} * \frac{C_D Re}{24} (u_p - u) + \frac{gx(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \frac{\rho}{\rho_p} u_p \frac{\partial u}{\partial x_i} \right) \dot{m}_p \Delta t \quad (12)$$

Donde Δt es el paso de tiempo de la simulación (s), los otros términos ya se han definido previamente.

Tasa de evaporación de masa en función de la diferencia de concentraciones se calcula con la Ec. (13) en (kg/m² · s o mol/m² · s), la Ec. (14) corresponde al coeficiente de transferencia de masa, depende del flujo y del sistema, la Ec. (15) es la concentración de la especie i en la superficie de la partícula (kg/m³ o mol/m³) y la Ec. (16) es la concentración de la especie i en el fluido lejos de la superficie

$$N_i = K_C (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (13)$$

$$K_C = \frac{Sh D_{i,m}}{d_p} = \frac{(2 + 0.6 Re^{1/2} Sc^{1/3}) D_{i,m}}{d_p} \quad (14)$$

$$C_{i,s} = \frac{P_{sat}(T_p)}{R(T_p)} \quad (15)$$

$$C_{i,\infty} = x_i \frac{P}{RT_\infty} \quad (16)$$

El coeficiente K_C depende de condiciones como:

- Velocidad del flujo (Re),
- Propiedades del fluido (Schmidt, Sc),
- Geometría de la partícula (diámetro, forma).

Donde Sh Número de Sherwood, adimensional, Número de Schmidt (adimensional), Sc es el número de Schmidt (adimensional), $Sc = \frac{\mu}{(\rho D_{i,m})}$, $D_{i,m}$ es el Coeficiente de difusión de la especie i en la mezcla (m^2/s).

La evaporación de gotitas se rige por la Ley 2 en Fluent. La cual se refiere al modelo de evaporación de gotas, y regula cómo cambia la masa de la gota en función de la transferencia de masa hacia la fase continua y se expresa como la Ec. (19).

Esta ecuación establece que el coeficiente de transferencia de masa depende de:

- Tamaño de la partícula: partículas más pequeñas tienen mayor K_C .
- Velocidad relativa entre partícula y fluido (a través de Re),
- Difusividad de la especie en el medio (a través de Sc).

La definición clave del Sh , Ec. (17), indispensable en los modelos de transferencia de masa entre gotas de agua y aire húmedo. Te permite relacionar coeficientes dimensionales (K_C) con números adimensionales, lo que facilita el uso de correlaciones y la interpretación de resultados en CFD y D es la difusividad de la especie en el medio (m^2/s).

$$Sh = \frac{K_C dp}{D} \quad (17)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (18)$$

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_p M_{w,i} \Delta t \quad (19)$$

El número de Schmidt (Sc), Ec. (18), compara la difusividad de cantidad de movimiento (viscosidad cinemática) con la difusividad de masa en un fluido. Donde ν es la viscosidad cinemática del fluido, $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ en (m^2/s) .

Otra expresión para la evaporación de las gotas en función de propiedades moleculares Ec. (19). Donde $M_{w,i}$ es el peso molecular de la especie i en $kg/kgmol$, $m_p(t)$ es la masa de la partícula o gota en el tiempo t (kg), $m_p(t + \Delta t)$ es la masa de la partícula en el tiempo posterior $t + \Delta t$ (kg), N_i es el flujo molar de especie i evaporada ($mol/m^2 \cdot s$), A_p es el área superficial de la gota (m^2) y Δt Paso de tiempo o intervalo considerado (s).

La Ec. (19), es indispensable para representar con precisión el proceso de humidificación evaporativa

$$S_h = \left[\frac{\bar{m}_p}{m_{p,o}} C_p \Delta T_p + \frac{\Delta m_p}{m_{p,o}} \left(-h_{fg} + \int_{T_{ref}}^{T_p} C_{p,i} dT \right) \right] \dot{m}_{p,o} \quad (20)$$

La Ec. (20) calcula la energía transferida al aire por evaporación, usada como fuente de calor en CFD. Esta es la contribución de una partícula al término fuente de energía Sh en el fluido circundante. Está compuesta por dos partes:

1. Energía sensible: asociada al cambio de temperatura de la partícula (sin cambio de fase).
2. Energía latente y sensible combinada: asociada al proceso de evaporación (cambio de fase de líquido a vapor, más posible precalentamiento del líquido).

donde $\tilde{m}_p$ es la masa promedio de la partícula durante $t + \Delta t$ (kg), ΔT_p es el cambio de temperatura de la partícula ($T_p - T_{ref}$) (K), Δm_p es el cambio de masa de la partícula (por evaporación) (kg), $\int_{T_{ref}}^{T_p} C_{p,i} dT$ es el calor sensible que el líquido absorbe hasta T_p (precalentamiento antes de evaporar) y $\dot{m}_{p,o}$ es el flujo másico inicial de la partícula (kg/s).

2.2 Modelos teóricos

2.2.1 . Movimiento del aire

$$\Delta p_{e,s} = (K_E - K_S) \frac{1}{2} \rho V_V^2 \quad (21)$$

La Ec. (21) es una forma de la ecuación de Bernoulli modificada que considera pérdidas locales, que calcula la diferencia de presión entre dos puntos (entrada "E" y salida "S") de un sistema debido a las pérdidas de energía a causa de la geometría, fricción o accesorios (ASHRAE, 2005; Awbi, 2003; Etheridge & Sandberg, 1996). Es muy utilizada en el diseño de entradas/salidas de aire en ventilación pasiva. Donde $\Delta p_{e,s}$ es la diferencia de presión entre entrada y salida (Pa), K_E es el coeficiente de pérdida en la entrada (adimensional), K_S es el coeficiente de pérdida en la salida (adimensional), V_V es la velocidad característica del aire en el conducto o abertura (m/s) y $\frac{1}{2} \rho V_V^2$ es la energía cinética por unidad de volumen (Pa), también conocida como presión dinámica

$$V_Z = \sqrt{\frac{2gH}{U_P} \left(1 - \frac{\rho_{a,e}}{\rho_{a,s}} \right)} \quad (22)$$

La Ec. (22) estima la velocidad vertical del aire inducida por diferencias de densidad, como resultado de un gradiente térmico (por ejemplo, cuando el aire interior está más caliente y menos denso que el aire exterior).

Se deriva del principio de Bernoulli modificado por el empuje hidrostático generado por la diferencia de densidades. Se usa para estimar el flujo natural en chimeneas solares, torres de viento, tubos de ventilación, y sistemas pasivos en general (Khedari et al., 2000; Allard & Ghiaus, 2005).

Donde g es la aceleración debida a la gravedad, H es la altura total de la torre y U_p es un coeficiente adimensional que se obtiene en función de las pérdidas de presión producidas por el movimiento de las partículas y su choque contra las paredes, el cual cambia con las dimensiones de la torre, los materiales de construcción y el flujo de aire, $\rho_{a,e}$ es la densidad del aire exterior (kg/m^3) y $\rho_{a,s}$ es la densidad del aire interior (kg/m^3).

Cuando se incluye el enfriamiento del aire mediante un sistema evaporativo directo y la dependencia funcional de las densidades de agua y aire, bajo la hipótesis de evolución adiabática, la Ec. (22) puede escribirse de la siguiente forma (ver Ec. (23)):

$$V_z = \sqrt{2gHC_f(U_p) \frac{\Delta T_{ext,int}}{T}} \quad (23)$$

La Ec. (23) es una expresión modificada de la Velocidad vertical inducida por flotación térmica V_z , (m/s), que considera:

El gradiente térmico entre el aire interior y exterior (ΔT),

- La altura del conducto o torre (H),
- Y un coeficiente de corrección $C_f(U_p)$ que incluye pérdidas del sistema (como fricción o restricciones geométricas) y es adimensional.

Se utiliza para predecir la velocidad del aire inducida naturalmente por diferencias de temperatura en un conducto vertical

El coeficiente C_f representa las pérdidas por fricción que reducen la velocidad real del flujo. Este valor se obtiene a partir de la cantidad de agua existente en el aire

circulante por el interior de la torre en un proceso de refrigeración adiabática. Cunningham & Thompson (1986), calcularon esta constante a través de las ecuaciones psicométricas ($C_f = 0.926$).

2.2.2 Transferencia de calor y masa agua–aire

La ecuación (Ec. 24) representa la ecuación de movimiento de una gota (o partícula) en un flujo de aire, considerando dos fuerzas principales:

1. Fuerza de arrastre aerodinámico
2. Fuerza gravitacional

Es fundamental para simular la dinámica de gotas de agua nebulizadas dentro de un flujo de aire, como en tu sistema Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC) con humidificación.

$$m_g \frac{dV_g}{dt} = C_D \rho_a (V_V - V_g) |V_V - V_g| \frac{\pi \cdot d_g^2}{8} + m_p g \quad (24)$$

Describe el transporte de cantidad de movimiento para el sistema aire-agua; es fundamental para simular el flujo con intercambio. Se usa en modelos Lagrangianos para simular la trayectoria, aceleración y evaporación de gotas en CFD (Crowe et al., 1998; ANSYS Fluent Theory Guide, 2022). Donde m_g es la masa de la gota (kg), $\frac{dV_g}{dt}$ es la aceleración de la gota (m/s^2), V_g es la velocidad de la gota (m/s), d_g es el diámetro de la gota (m), $\frac{\pi \cdot d_g^2}{8}$ es la proyección frontal de la esfera multiplicada por factor de forma (m^2).

2.2.3 Transporte de calor por convección (flujo seco)

Las condiciones de velocidad en la entrada y salida de la torre eólica son determinantes para la dinámica de la corriente de aire. Estas condiciones se expresan mediante el número de Re, Ec. (25), quien determina el régimen del flujo

(laminar o turbulento) a partir de propiedades físicas; es esencial para el análisis del rendimiento de la torre de viento.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (25)$$

donde ρ es la densidad del fluido, v es la velocidad del flujo, L es una longitud característica y μ es la viscosidad dinámica del aire.

El diámetro hidráulico Ec. (26) que se calcula como un diámetro equivalente en ductos no circulares, usado para Re y Nu Ec. (27).

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (26)$$

donde A es el área de la sección transversal y P es el perímetro mojado. Para las secciones transversales consideradas.

Una consideración fundamental en este modelo radica en que las condiciones térmicas dentro de la habitación están directamente influenciadas por la tasa de transferencia de calor entre las corrientes de aire seco y húmedo, y la pared de salida, la cual se ve afectada térmicamente por la radiación solar incidente. El intercambiador de calor actúa como un elemento clave que vincula las condiciones convectivas del aire con la temperatura superficial de dicha pared. Este proceso puede ser analizado mediante parámetros adimensionales que caracterizan el comportamiento del flujo y la transferencia de calor, siendo los más relevantes los números de Re y Nu .

Por su parte, el número de Nusselt, Ec. (27) relaciona el transporte convectivo y conductivo de calor en la pared expuesta, y se determina en función del número de Reynolds y del número de Prandtl, como se describe en [Incropera & DeWitt, 1990].

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (27)$$

Donde d representa el espesor de la capa de fluido en contacto con la superficie entre las placas de cobre y acrílico en el intercambiador de calor, k es la conductividad térmica del agua.

La Ec. (28) asume que el flujo de calor por convección es proporcional al flujo de calor por conducción en el flujo de agua y es clave en la transferencia de calor.

La transferencia de calor por convección sensible para flujo de aire seco puede analizarse bajo condiciones de estado estable utilizando la ley de enfriamiento de Newton (Incropera & DeWitt, 1990; Çengel & Ghajar, 2015), formulada como un balance energético. Esta relación se expresa en la Ec. (28):

$$q'' = q''_{conv} = hA\theta_m = \dot{m}C_p\Delta T \quad (28)$$

No obstante, en el proceso de enfriamiento evaporativo donde el flujo es de aire húmedo la transferencia de calor se ve modificada por la presencia de cambio de fase (evaporación del agua). Este fenómeno implica que parte del calor sensible se transforma en calor latente, incrementando el contenido de humedad del aire. Como resultado, se observa una disminución en la temperatura del aire seco y un aumento en su humedad relativa entre las secciones de entrada y salida.

Esta condición de flujo bifásico aire-vapor de agua resulta esencial para evaluar la eficiencia del sistema, ya que el potencial de enfriamiento mejora significativamente debido a la capacidad del aire para absorber calor adicional mediante la evaporación. Por lo tanto, el análisis térmico bajo condiciones húmedas requiere complementar el balance sensible con términos que representen el aporte de energía asociado al cambio de fase, como se detallará en apartados posteriores.

El lado derecho de la Ec. (28) representa el flujo de calor q'' transferido desde el fluido de agua dentro del intercambiador de calor de placas de cobre a la corriente

de aire. La tasa de flujo másico de aire $\dot{m}$ se expresa como: $\dot{m} = \rho u_{out} A_w$, donde A_w es el área de la ventana en la salida de la habitación del edificio. Además, se considera el calor específico del aire a presión constante C_p y la diferencia de temperatura del fluido entre entrada y salida ΔT (K). La temperatura media logarítmica θ_m de la placa, representando las temperaturas de ambos fluidos, aire y agua. Por lo tanto, para determinar el coeficiente convectivo h en condiciones de flujo de aire húmedo o seco, se emplea una formulación basada en la conservación de energía, en función de los parámetros medidos en la sección de salida del sistema. Esta relación, expresada en la Ec. (29), está derivada del equilibrio entre la energía transportada por el flujo másico y el calor transferido por convección sobre una superficie de área A .

$$h = \frac{\rho u_{outlet} A_w C_p (T_{in} - T_{out})}{A \theta_m} \quad (29)$$

Donde u_{outlet} es la velocidad del flujo de aire a la salida (m/s), A_w , área de paso del flujo a la salida (m^2), C_p es el calor específico del aire a presión constante ($J/kg \cdot K$), T_{in} es la temperatura del aire a la entrada del volumen ($^{\circ}C$ o K), T_{out} es la temperatura del aire a la salida del volumen ($^{\circ}C$ o K), A es el área de la superficie de transferencia de calor (m^2). La temperatura media logarítmica θ_m para la evaluación del gradiente térmico efectivo entre la superficie de intercambio y la corriente de aire, considera la variación de temperaturas tanto en la superficie como en el flujo de aire a lo largo de la dirección del movimiento. Esta se determina con la siguiente expresión general (Incropera et al., 2007; Holman, 2010; Çengel & Ghajar, 2015):

$$\theta_m = \frac{(T_{sup,in} - T_{fluido,in}) - (T_{sup,out} - T_{fluido,out})}{\ln((T_{sup,in} - T_{fluido,in}) / (T_{sup,out} - T_{fluido,in}))} \quad (30)$$

Donde $T_{sup,in}$ es la temperatura de la superficie en el punto de entrada del flujo, $T_{fluido,in}$ es la temperatura del aire (o fluido) en la entrada, $T_{sup,out}$ es la temperatura de la superficie en el punto de salida y $T_{fluido,out}$ es la temperatura del aire (o fluido) en la salida

Por lo tanto, el número de Nusselt; un parámetro adimensional que relaciona la transferencia de calor por convección con la conducción térmica, puede calcularse mediante un balance energético aplicado al flujo de aire, como se muestra en la Ec. (31):

$$Nu = \frac{\rho u_{outlet} A_w C_p d (T_{in} - T_{out})}{k A \theta_m} \quad (31)$$

Esta expresión del número de Nusselt se deriva al reorganizar la definición clásica Ec. (27), utilizando la formulación extendida del coeficiente convectivo obtenida en la Ec. (29). Su utilidad radica en que permite estimar la intensidad de la transferencia de calor convectiva en función de parámetros experimentales medibles, facilitando la validación del modelo CFD o del diseño experimental con base en criterios de similitud térmica.

Por otro lado, la condición promedio de temperatura de los fluidos que intervienen en el proceso de intercambio térmico puede representarse mediante una temperatura media T_m , la cual resume el comportamiento térmico del sistema en un solo valor característico. Esta media se calcula a partir de los valores de temperatura medidos en diferentes puntos representativos del sistema, tanto en la entrada como en la salida del flujo de aire y de la superficie del intercambiador. Su propósito es simplificar los análisis energéticos, especialmente en modelos que involucran balance de energía global o local.

En este estudio, la temperatura media se define como (Çengel & Ghajar, 2015 o Incropera et al., 2007):

$$T_m = \frac{(T_{\text{fluido,in}} + T_{\text{fluido,out}} + T_{\text{sup,in}} + T_{\text{sup,out}})}{4} \quad (32)$$

Esta formulación es aplicable tanto para flujos de aire seco como húmedo, y resulta particularmente útil cuando se dispone de mediciones en múltiples puntos del sistema.

2.2.4 Transporte combinado (aire húmedo)

Con el objetivo de mejorar el rendimiento térmico de las torres de viento, se incorporará el proceso de humidificación del aire como una estrategia complementaria de enfriamiento. Esta intervención implica la consideración simultánea de dos mecanismos de transferencia de calor: el calor sensible, asociado al cambio de temperatura del aire seco, y el calor latente, derivado del proceso de evaporación del agua dentro del flujo de aire (Incropera & DeWitt, 1990; Mills, 1995).

La incorporación del término de calor latente permite representar de manera más precisa el fenómeno de enfriamiento evaporativo, ya que, durante la humidificación, parte del calor del aire es absorbido como energía para transformar el agua líquida en vapor. Por tanto, el flujo de calor total transferido en el sistema se expresa como la suma de ambas contribuciones Ec. (33):

$$q'' = q''_{\text{conv}} + q''_{\text{evap}} \quad (33)$$

Donde q''_{conv} es el flujo de calor sensible por convección (W/m^2) y q''_{evap} es el flujo de calor latente debido a la evaporación del agua (W/m^2)

Esta formulación es esencial para caracterizar con mayor realismo el comportamiento termo-higrométrico del sistema, especialmente bajo condiciones climáticas cálidas y secas, donde el enfriamiento evaporativo representa una alternativa eficaz de climatización pasiva.

En el proceso de humidificación, el flujo de masa evaporativa (n_A'') desde la superficie de las gotas hacia el flujo de aire circundante se ve influenciado tanto por la diferencia de concentraciones como por el calor latente de vaporización. Este intercambio ocurre a la temperatura promedio del aire húmedo a la salida del sistema, denotada como T_{fg} . El flujo másico evaporativo por unidad de volumen se estima con base en la diferencia de densidades de vapor entre la superficie de saturación y el flujo libre, que se expresa como la Ec. (34).

$$n_A'' = h_m(\rho_{A,s} - \rho_{A,\alpha}) \quad (34)$$

Donde n_A'' flujo másico evaporativo ($kg/m^3 \cdot s$), h_m es el coeficiente de transferencia de masa (m/s), $\rho_{A,s}$ es la densidad del vapor de agua saturado en la superficie de la gota (kg/m^3) y $\rho_{A,\alpha}$ es la densidad del vapor en el aire ambiente (kg/m^3), asumida cero en flujo libre.

El coeficiente de transferencia de masa por convección hm puede calcularse a partir del número de Sherwood, utilizando la analogía entre la transferencia de calor y de masa, Ec. (35):

$$hm = \frac{Sh D}{dp} \quad 35$$

donde D es el coeficiente de difusión de masa vapor de agua-aire (m^2/s), evaluado a la temperatura del aire $T_{fluido,out}$ y dp es el diámetro de la gota de agua (m), que en este estudio se consideró como 1.5 mm de acuerdo con el aspersor empleado

La relación entre el número de Sherwood y el número de Nusselt puede expresarse mediante la siguiente equivalencia, que vincula el flujo de calor por convección con la transferencia de masa Ec. (36):

$$sh = \frac{h_m dp}{D_{AB}} = Nu = \frac{d D_{AB} q_{conv}''}{D_p k (T_3 - T_4)} \quad (36)$$

Esta expresión establece una analogía formal entre los procesos de transporte de energía y masa, lo cual resulta particularmente útil en sistemas con interacción bifásica, como los que operan bajo enfriamiento evaporativo.

Finalmente, al considerar conjuntamente los efectos del calor sensible y del calor latente, se propone una extensión del número de Nusselt tradicional para incluir el efecto del proceso de humidificación. Sustituyendo las expresiones previas en el balance energético total (Ec.(33), se obtiene una forma generalizada del número de Nusselt, Ec. (37)

$$Nu = \frac{\rho u_{out} A_w C_p (T_{in} - T_{out}) + A_w n_A'' h_{fg}}{k \theta_m A / d} \quad (37)$$

Esta formulación permite cuantificar el aumento en la eficiencia térmica debido a la incorporación del proceso de evaporación en el flujo de aire. Así, el número de Nusselt extendido representa la suma de las contribuciones del intercambio de calor sensible y latente, lo cual es esencial para caracterizar con mayor aproximación el rendimiento térmico de sistemas pasivos de climatización que incorporan medios humidificantes.

2.3 Estudio preliminar

Como parte del proceso de validación y comprensión de los fenómenos involucrados en el enfriamiento evaporativo, y con base en los fundamentos presentados en el marco teórico particularmente en lo referente a los principios de transferencia de calor y masa, dinámica de fluidos computacional (CFD) y sistemas pasivos de climatización, se procedió a la verificación de un modelo numérico previamente desarrollado.

En este sentido, se replicó el estudio numérico de Kang et al. (2016) (Fig. 9), cuyo enfoque se centra en la simulación del enfriamiento evaporativo en una torre de viento. Esta verificación fue realizada utilizando el software ANSYS Fluent, permitiendo reproducir los fenómenos de transferencia de calor sensible y latente bajo condiciones similares a las descritas en el modelo original. La elección de este

modelo de referencia responde a su relevancia metodológica y a la similitud con la configuración geométrica y física del sistema que se plantea en esta investigación.

Este proceso de verificación permitió contrastar los resultados obtenidos con los principios teóricos previamente revisados, sirviendo como base comparativa para futuras simulaciones desarrolladas en el presente estudio, en el cual se propone una torre de viento con humidificación acoplada a una habitación con transferencia de calor.

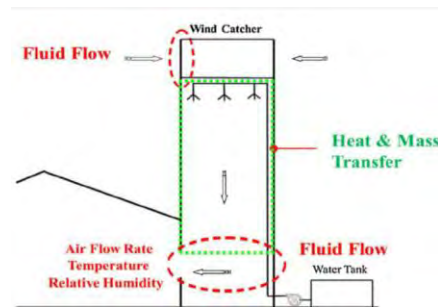


Figura 9. Modelo Físico de Kang (2016)

Para la simulación, se impusieron condiciones de frontera representativas de un escenario climático extremo, propio de zonas áridas, con los siguientes parámetros: temperatura del aire de 35 °C, humedad relativa del 20 %, y velocidad de viento variable entre 1.5 y 3.0 m/s. Se seleccionó el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ realizable, adecuado para flujos con recirculación y variaciones de densidad, y se implementó un enfoque de fase discreta (DPM, Discrete Phase Model) para representar el comportamiento individual de las gotas de agua inyectadas en el flujo.

Los resultados mostraron una disminución notable en la temperatura del aire en el interior de la torre de viento a consecuencia de la humidificación, acompañada de un incremento en la humedad relativa, lo cual confirma la eficacia del enfriamiento evaporativo en climas áridos. La coincidencia de estos resultados con los reportados por Kang (2016) valida la implementación numérica y fortalece la base teórica para el desarrollo del modelo físico a escala reducida planteado en esta investigación.

Adicionalmente, se llevó a cabo un análisis comparativo de diversas combinaciones geométricas de torres de viento, como se muestra en la Tabla 1, la cual recopila ocho configuraciones con distintas dimensiones de entrada y tamaño total de la torre PDEC. Estas variantes permiten evaluar el comportamiento del flujo de aire y su interacción con el medio humidificante bajo distintas condiciones geométricas.

Para el presente trabajo, se seleccionó la configuración 7, correspondiente a una entrada de 2×1 m y una sección transversal de torre de 2×2 m, debido a su similitud con las proporciones geométricas empleadas por Reyes et al. (2013). Estas dimensiones representan el ancho y la profundidad de la sección transversal de la torre, de acuerdo con la definición utilizada por Kang et al. (2016), y no incluyen la altura. La altura efectiva de la torre (H) se considera un parámetro independiente en el análisis y se define explícitamente en la nomenclatura. Esta selección geométrica permite replicar con mayor precisión las condiciones de operación del modelo experimental desarrollado en esta investigación, facilitando una comparación más confiable y una validación cruzada entre los resultados de la simulación numérica y los obtenidos mediante el estudio teórico-experimental en túnel de viento.

Tabla 1 Combinaciones de los tamaños de las torres de viento PDEC (Passive Down-Draft Evaporative Cooling) (mxm)

Configuración	1	2	3	4	5	6	7	8
Entrada de la torre de viento	4x4	4x3	4x2	4x1	3x3	3x1.5	2x1	2x0.5
Tamaño de la torre PDEC	4x4	4x4	4x4	4x4	3x3	3x3	2x2	2x2

Los resultados obtenidos a partir de la simulación numérica, ejecutada en ANSYS Fluent y desarrollada por Morales (2016), se presentan en la Tabla 2, en donde se comparan con los valores de referencia del estudio replicado. Estos resultados permiten evaluar la coincidencia entre las variables clave: velocidad de salida V_s , flujo másico $\dot{m}$, temperatura del aire en la salida T_e , humedad relativa en la salida

RH_e , velocidad efectiva V_e , y los porcentajes de error asociados a cada una de estas magnitudes.

La selección de la configuración 7 dentro del conjunto de modelos analizados responde a su similitud geométrica con el modelo experimental propuesto por Reyes et al. (2013, 2015), lo cual refuerza su utilidad como base comparativa en la validación cruzada entre los estudios numéricos y experimentales.

Tabla 2 Comparación de los resultados

Conf.	V_i (m/s)	V_o (m/s)	$\dot{m}$ (kg/s)	T_e (°C)	HR_e (%)	V_e (m/s)	%error m	%error T_e	%error HR_e	% error V_e
7	3	6	13.75	27.99	41.33	2.11	2.10	1.75	0.75	0.56
7	3	6	13.46	27.5	41.02	2.09				
7	2.5	5	11.46	26.62	47.54	1.75	1.48	1.65	0.9	2.28
7	2.5	5	11.29	26.18	47.11	1.71				

La Tabla 2 muestra una comparación detallada entre los resultados obtenidos por Morales (2016) mediante simulación numérica (marcados en negritas) y los valores de referencia provenientes del estudio original replicado, correspondientes a distintas combinaciones de velocidad de entrada y salida en la torre de viento. La comparación se centra en cinco variables clave: flujo másico del aire, temperatura de salida del aire (T_e), humedad relativa de salida (HR_e) y velocidad salida del flujo, así como sus respectivos porcentajes de error relativo. Se analizaron dos condiciones de velocidad

- Caso 1: $V_i=3.00$ m/s, $V_o=6.00$ m/s
- Caso 2: $V_i=2.50$ m/s, $V_o=5.00$ m/s

Los resultados obtenidos para la configuración 7 (Tabla 2) muestran una alta concordancia entre los valores simulados y los datos de referencia, con errores relativos que en todos los casos se mantienen por debajo del 2.3%. El flujo másico

presenta discrepancias mínimas del 2.10% en el primer escenario y del 1.48% en el segundo lo que indica que el modelo numérico reproduce con precisión la magnitud del caudal de aire.

En cuanto a la temperatura de salida, las diferencias fueron de 1.75% y 1.65%, valores que sugieren un buen ajuste en la predicción de los efectos térmicos del enfriamiento evaporativo. La humedad relativa mostró errores aún menores, inferiores al 1%, lo que resalta la capacidad del modelo para estimar el contenido de humedad del aire enfriado.

Estos resultados refuerzan la idoneidad de la configuración 7 como base para la validación cruzada entre los estudios numéricos y experimentales, garantizando que las condiciones simuladas se asemejen estrechamente a las del modelo físico propuesto por Reyes et al. (2013, 2015).

Por otra parte, también se realizó un estudio paramétrico adicional enfocado en el incremento de la altura de la torre de viento (Tabla 4). Este análisis se realizó para el caso 2 de la Tabla 3, donde se presentan cuatro configuraciones diferentes. La variación en la altura de la torre es fundamental, ya que puede afectar significativamente la dinámica del flujo de aire y, en consecuencia, el rendimiento del sistema de humificación, así como las condiciones de confort térmico. Cabe señalar que se eligió una altura de 9 m debido a que se considera el aire de salida de la torre de viento, coincidiendo con el modelo a escala real propuesto por Reyes et al. (2015). En cada una de las configuraciones, se modificaron varios parámetros, incluyendo el área de la sección transversal de la torre de viento (A_{wc}), la temperatura del bulbo seco (T_{db}), la humedad relativa (HR), la velocidad a la entrada (V_i) y la altura de la torre (A_t), diámetro de la gota (d_p) y flujo de agua (WF). Para este estudio, se seleccionó específicamente el caso 2 debido a su similitud con las dimensiones de la torre propuestas por Reyes et. al. (2013, 2015). Este enfoque permite profundizar en la comprensión del impacto que la geometría de la torre tiene en el comportamiento del sistema, facilitando una mejor optimización del diseño para condiciones térmicas favorables.

Tabla 3 Condiciones consideradas por Kang et. al. (2016) para sus estudios.

Caso	Awc(m)	At (m)	Tdb(°C)	RH(%)	Vi (m/s)	Ve(m/s)	$\dot{m}$ (kg/s)	WF(l/h)	D(μm)
1	2.5x1.25	2.5x2.5	41.05	20	1.4	2.8	9.82	50	60
2	2.5x1.50	2.5x2.5	32.5	20	1.8	3.0	13	60	80
3	2.64x2.64	4.0x4.0x	33.0	20	1.25	4.0	32	50	30
4	2.64x2.64	4.0x4.0	35.0	20	0.87	7.0	16	50	30

Las letras remarcadas en color negro es el caso seleccionado para el análisis en la presente tesis.

Tabla 4.. Resultados modificando la altura de la torre (Kang et al (2016))

Caso 2			
H (m)	Te (°C)	RHe (%)	Ve (m/s)
3	27.68	34.86	1.49
4	26.51	39.61	1.43
5	25.64	43.5	1.38
6	24.88	47.19	1.35
7	24.08	51.38	1.31
8	23.61	53.38	1.28
9	23.2	56.27	1.26
10	22.86	58.3	1.24
11	22.12	60.22	1.22
12	21.64	62.54	1.21
13	21.24	63.73	1.21
14	21.91	64.22	1.20

La Tabla 5 presenta la comparación entre los valores obtenidos mediante simulación numérica para la torre de viento de 9 m de altura y los valores de referencia empleados para la validación del modelo CFD.

En lo que respecta a la temperatura del aire (Te), la simulación predijo 23.20 °C, mientras que el valor de referencia fue 22.99 °C, con un error relativo de 0.90 %, lo que refleja una excelente concordancia en la estimación térmica.

Para la humedad relativa (RHe), el modelo arrojó 56.27 %, frente a 56.05 % del valor de referencia, obteniéndose un error relativo mínimo de 0.39 %, lo que evidencia la capacidad del modelo para reproducir con alta precisión las condiciones higrométricas a esa altura.

En cuanto a la velocidad efectiva del flujo (Ve), el resultado numérico fue 1.26 m/s, frente a 1.24 m/s del valor de referencia. El error relativo calculado de 1.04 % se encuentra dentro de un margen ampliamente aceptable para la validación de modelos CFD.

[Tabla 5.Comparación de resultados a la altura de 9 m](#)

H (m)	Te (°C)	RHe (%)	Ve (m/s)	% error, Te	% error, RHe	% error, Ve
9	23.2	56.27	1.26	0.9	0.39	1.04
9 (ref)	22.99	56.05	1.24			

Por lo tanto, los resultados presentados en la Tabla 6 demuestran una alta concordancia entre la simulación y los datos de referencia a una altura de 9 metros, con errores relativos inferiores al 1.1% en todas las variables. Esta validación puntual contribuye a la fiabilidad del modelo CFD implementado y confirma su capacidad para representar con precisión el comportamiento termo-higrodinámico del flujo de aire dentro de la torre de viento.

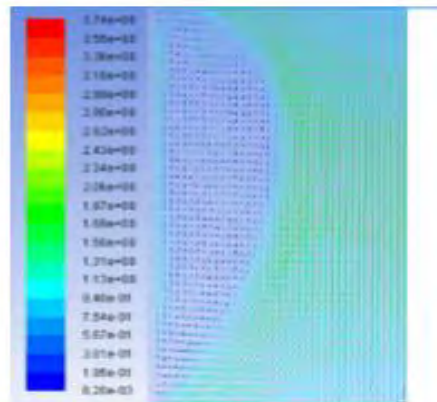
Para concluir el análisis del presente estudio, se llevó a cabo una variación del tamaño de la gota (d_p) en un rango de 10 a 100 μm , como se detalla en la Tabla 6. Los resultados indican que el tamaño de la gota ejerce un efecto significativo sobre la velocidad, la temperatura y la humedad relativa . Se calcularon los porcentajes de error entre los diferentes parámetros de salida, obteniéndose un error inferior al 2%, lo que sugiere una alta precisión en los resultados obtenidos.

[Tabla 6 Efecto de la variación del tamaño de gota en las condiciones de salida](#)

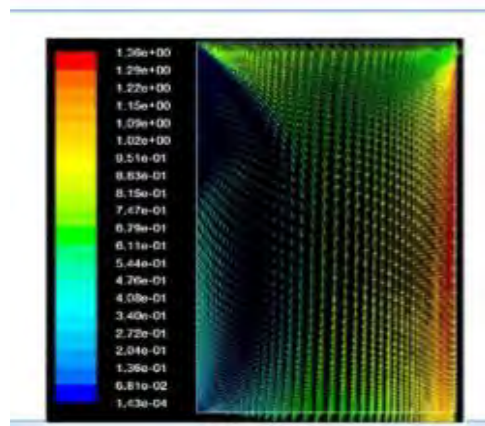
RH a la entrada del 20%									
D (μm)	Kang et al. (2016)			Este trabajo			%error		
	Te (°C)	RHe (%)	Ve (m/s)	Te (°C)	RHe (%)	Ve (m/s)	Te	RHe	Ve

10	25.1	55.18	0.77	24.77	55.06	0.76	1.31	0.21	0.77
20	24.72	57.3	0.77	24.23	56.986	0.75	1.98	0.54	1.81
30	24.65	57.75	0.76	24.45	56.78	0.75	0.81	1.67	1.29
50	24.63	57.78	0.77	24.34	56.98	0.76	1.17	1.38	1.3
70	24.6	58	0.77	24.08	57	0.76	2.11	1.72	0.77
80	24.61	57.88	0.77	24.34	57.29	0.76	1.09	1.01	1.29
90	24.59	58	0.77	24.39	57.99	0.76	0.81	0.01	0.25
100	24.61	57.95	0.77	24.35	57.33	0.75	1.05	1.06	1.81

Posteriormente, se realizó una comparación de los campos de velocidad, temperatura y humedad relativa correspondientes al caso 2 de la Tabla 3, con los resultados reportados por Kang et al. (2016). Este análisis permitió evaluar el comportamiento del flujo de aire en el interior de la torre y contrastar la respuesta del modelo con estudios previos de referencia. Posteriormente



Este trabajo

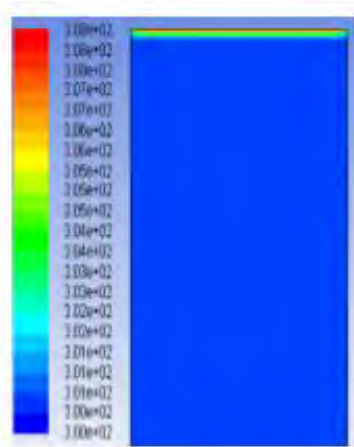


Kang et al. (2016)

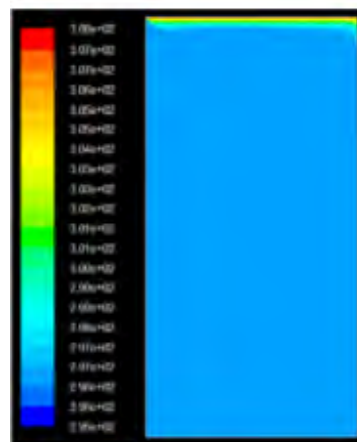
[Figura 10 Verificación de campos de vectores de velocidad](#)

La Fig. 10 muestra los campos de los vectores de velocidad dentro del área efectiva de la torre. Se observa la formación de una corriente de aire descendente de alta velocidad a lo largo de la pared de captación en el canal de entrada, así como el establecimiento de una corriente ascendente de mucho menor intensidad en la pared opuesta.

Por otro lado, la mayor parte de la disminución de temperatura dentro de la torre se produjo en la zona superior (Fig. 11). Este descenso térmico se registró inmediatamente después del contacto entre las gotas de agua y el flujo de aire, manteniéndose prácticamente constante a lo largo de la región inferior de la torre. Este comportamiento concuerda con lo reportado por Kumari et al. (2010), quienes investigaron la influencia del aire húmedo en la transferencia de calor y observaron un marcado efecto en los primeros 10 mm de longitud desde el inicio de la humidificación. Dichos autores concluyeron que, aunque la humidificación incrementa significativamente la transferencia de calor en la etapa inicial del contacto aire-agua, su efecto tiende a estabilizarse en distancias mayores. Estos resultados respaldan la hipótesis de que la eficiencia térmica máxima se alcanza en la fase inicial de la humidificación, siendo marginal la ganancia adicional en la región inferior de la torre.



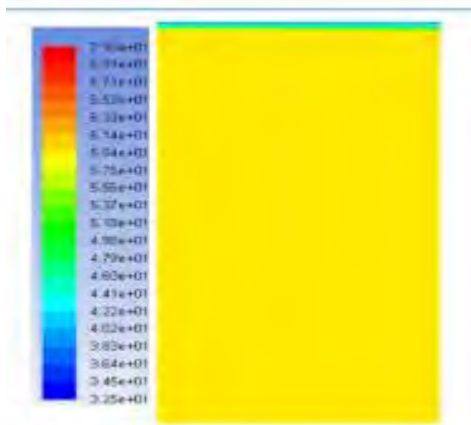
Este trabajo



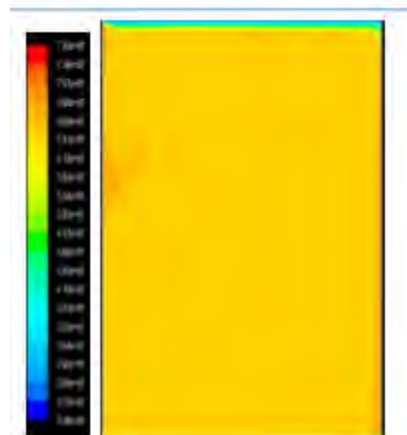
Kang et. al. 2016

Figura 11 Verificación de campos de temperatura

De manera análoga, la humedad relativa alcanzó su nivel máximo en las proximidades de la parte superior de la torre, como se ilustra en la Fig. 12.



Este trabajo



Kang et. al. 2016

Figura 12 Verificación de campos de HR

Con esto se concluye el análisis del artículo de Kang et al. (2016), cuyo objetivo principal fue profundizar en el uso de herramientas de simulación para el estudio de la dinámica de fluidos y la transferencia de calor en sistemas de enfriamiento evaporativo. A través de esta revisión, se obtuvieron conocimientos relevantes sobre la interacción entre las condiciones ambientales y el rendimiento de las torres de viento. Además, el análisis del modelo permitió establecer lineamientos clave para el desarrollo del estudio experimental a realizar en la presente tesis, tales como la ubicación óptima del medio humidificante.

3 Caso de Estudio

El caso de estudio corresponde a una configuración Torre de Viento-Habitación originalmente propuesta por Reyes et al. (2013, 2015) quienes determinaron numérica y experimentalmente la efectividad de ventilación de la torre de viento y su impacto en el confort térmico, considerando las condiciones climatológicas de la Cd. de Monterrey, N.L., México. En la presente tesis se incorpora el efecto de la humidificación del aire a la entrada de la torre y del calentamiento solar en una pared de la habitación. Este modelo integra estrategias pasivas de ventilación natural y humidificación del aire, orientadas a mejorar sustancialmente las condiciones de confort térmico en climas cálidos y secos.

El sistema se considera ubicado en la Cd. de Monterrey, N.L. México por lo que se realiza un análisis climatológico de esta región norte del país, enfocado en variables como temperatura ambiente, humedad relativa, velocidad y dirección del viento. Esta caracterización permite establecer las condiciones de frontera necesarias para las simulaciones numéricas y los ensayos experimentales.

3.1 Modelo físico

El modelo físico consiste en una torre de viento rectangular de doble ventana (una a barlovento y otra a sotavento), acoplada a una habitación con una pared expuesta al sol y ventana de salida de aire. El humidificador del aire se coloca a la entrada de la torre como se muestra de forma esquemática en la Fig. 13.

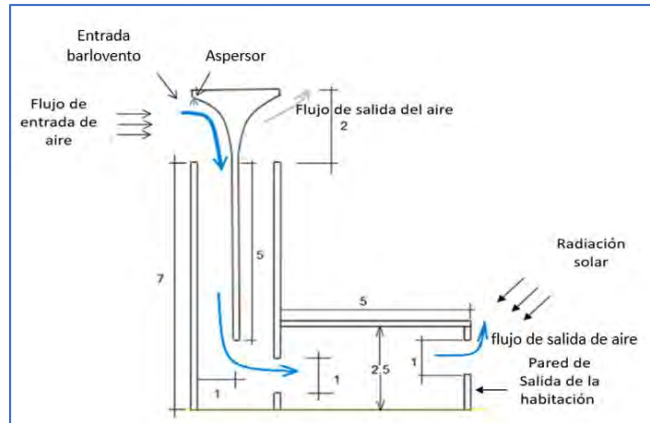
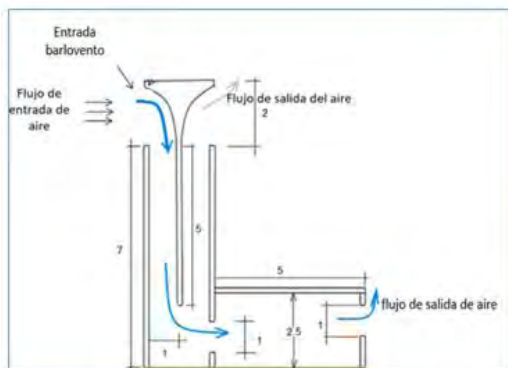
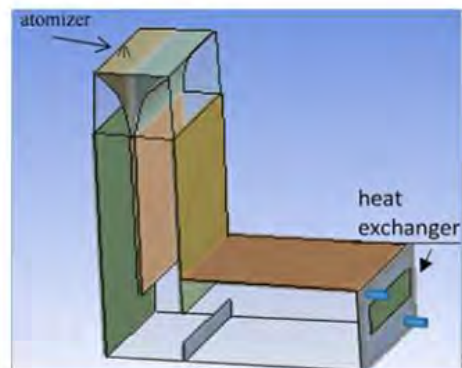


Figura 13. Modelo físico a escala completa, dimensiones en metros

Para la implementación experimental en laboratorio, este modelo fue reproducido a escala 1:16 utilizando láminas de acrílico transparente de 8 mm de espesor, como se ilustra en la Fig. 14a. Esta reducción permite mantener las proporciones geométricas fundamentales del sistema sin comprometer la visualización del flujo ni la accesibilidad para instrumentación.



Reyes et al. (2015)



(Presente trabajo)

Figura 14. Modelo físico a escala con intercambiador de calor, sistema Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC)

La maqueta fue construida (Reyes et al., 2015) a partir de elementos modulares independientes que permiten su montaje y desmontaje parcial. No obstante, ciertos componentes como las paredes laterales de la torre-habitación y el piso del recinto

fueron integrados directamente a las superficies internas del túnel de viento, asegurando una unión sellada que evita fugas

Con el fin de simular las condiciones térmicas reales de una envolvente expuesta a radiación solar, al modelo físico se le acopló un intercambiador de calor tipo placas (Morales et al., 2021), el cual se instaló en la pared de salida de la habitación, como se muestra en las Figs. 14b y 14c. Este elemento permite la aplicación de un gradiente térmico controlado en la superficie del recinto, reproduciendo así el fenómeno de ganancia térmica en una vivienda real.

La configuración descrita, denotada como sistema Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC), constituye el modelo sobre el cual se desarrollan tanto los estudios numéricos mediante simulación CFD, como los ensayos experimentales en túnel de viento, permitiendo evaluar de forma acoplada la influencia de la ventilación natural, la humidificación del aire y la transferencia de calor en condiciones controladas. El sistema incluye un intercambiador de calor de placas, construido con una base de cobre debido a su alta conductividad térmica y cubierto con una placa de acrílico para permitir la visualización sin alterar el comportamiento del flujo.

En conjunto, el modelo permite replicar condiciones reales de operación bajo un entorno controlado, posibilitando la determinación experimental del comportamiento térmico del aire en presencia de humidificación, así como el análisis del intercambio de calor y masa en el espacio interior.

3.2 Análisis climatológico de la ciudad de Monterrey

El caso de estudio considera el clima característico de la ciudad de Monterrey, Nuevo León, ubicada en la región noreste de México y clasificada como zona semiárida cálida, con veranos de alta temperatura, baja humedad relativa y velocidades de viento variables. Para establecer condiciones de frontera representativas en las simulaciones CFD y en los ensayos experimentales, se realizó un análisis de los registros meteorológicos históricos de la ciudad.

En particular, se utilizaron datos provenientes de las estaciones meteorológicas Noreste 1 y Noreste 2, a partir de los cuales se calcularon los promedios horarios diarios de temperatura, humedad relativa y velocidad del viento. Con base en estos resultados, se seleccionaron y definieron las condiciones correspondientes a un día típico de verano y a un día típico de invierno, que reflejan de manera adecuada el comportamiento climático estacional de la región.

Tal como se observa en las Figs. 15 y 16, durante el verano la velocidad del viento tiende a mantenerse en un intervalo de entre 1.5 a 4.0 m/s que se pueden aprovechar para incrementar la velocidad del aire al interior de una edificación. De aquí la importancia de emplear mecanismos pasivos de captación y canalización de aire, tales como las torres de viento, que incrementa la velocidad del viento captado hasta 5 veces más en el canal de captación (Reyes et al., 2015).

En invierno, por el contrario, se presentan ráfagas con velocidades de 7.0 a 8.0 m/s (especialmente en enero), durante las primeras horas del día, lo cual genera un escenario más favorable para la ventilación natural combinada con flotabilidad térmica. Estas condiciones estacionales justifican el diseño y evaluación de sistemas pasivos adaptables que respondan tanto a situaciones de bajo como alto caudal de viento.

Para propósitos de validación del sistema bajo estudio, se seleccionó como caso de análisis una condición crítica correspondiente a una velocidad promedio reducida de 1.36 m/s, representativa de escenarios de poco viento. Esta elección tiene como finalidad evaluar el desempeño del sistema de torre de viento con humidificación bajo circunstancias limitantes, para garantizar mayor eficiencia en condiciones más favorables..

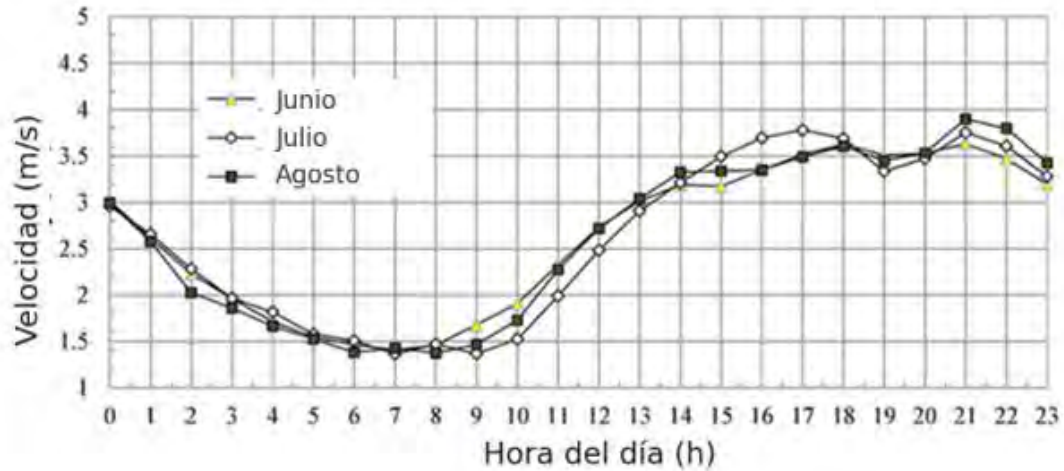


Figura 15. Velocidad del viento promedio horaria para el verano

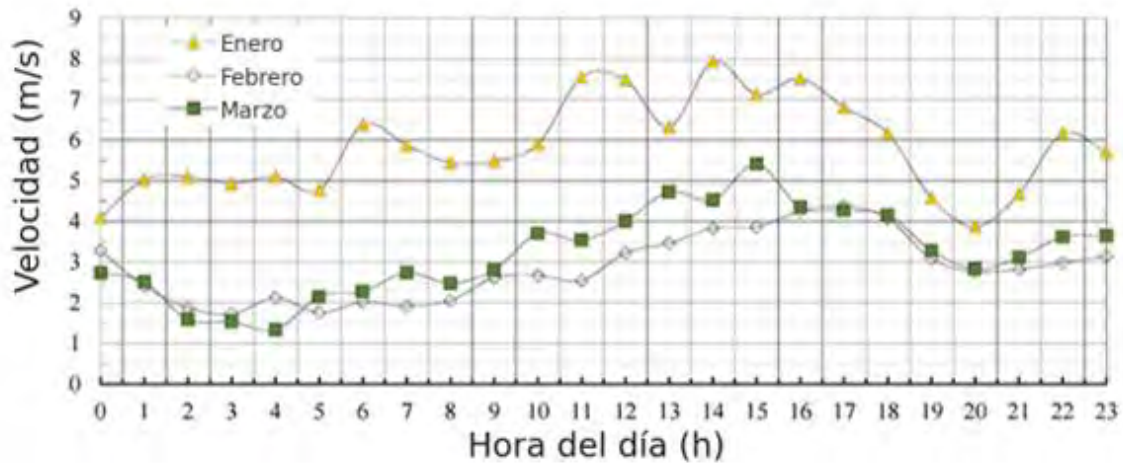


Figura 16 Velocidad del viento promedio horaria para el invierno.

3.2.1 Temperatura y humedad relativa

En cuanto al comportamiento térmico, la ciudad de Monterrey presenta temperaturas veraniegas de hasta 37 °C y valores promedio diarios que oscilan entre 30 °C y 35 °C (Fig. 17). En invierno, las temperaturas descienden a un rango más moderado de entre 22 °C y 25 °C (Fig. 18).

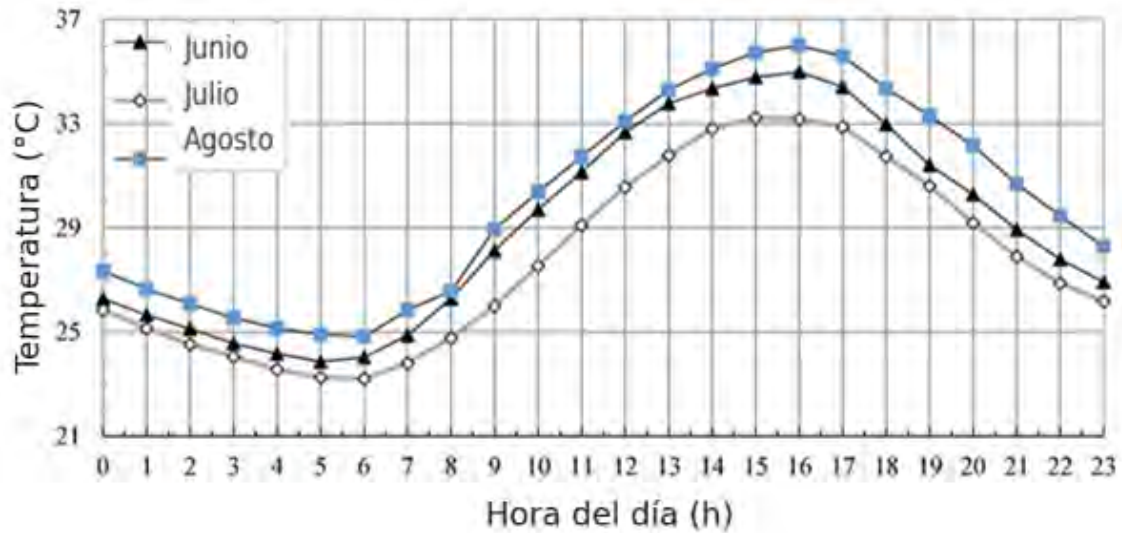


Figura 17 Temperatura promedio horaria para el verano.

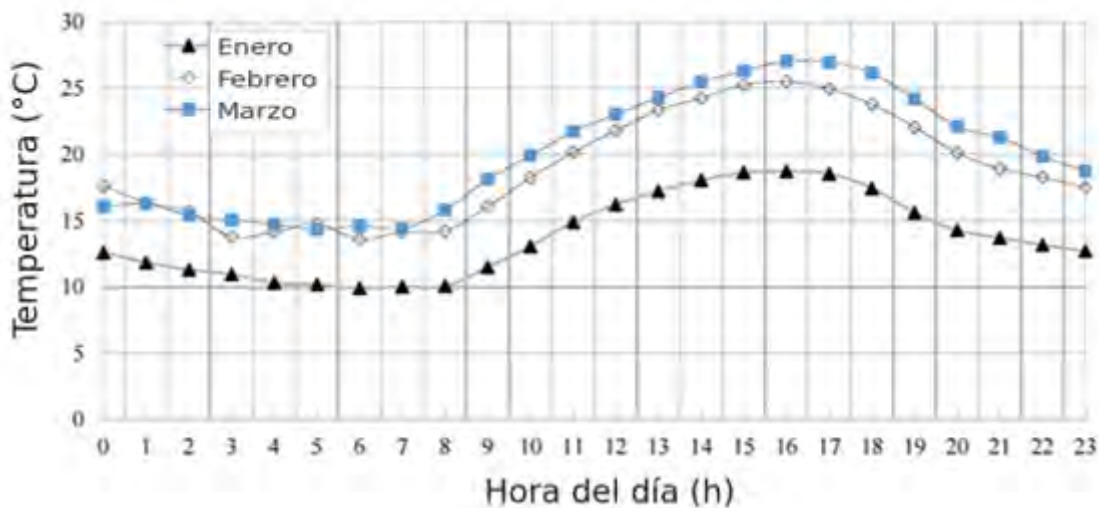


Figura 18 Temperatura promedio horaria para el invierno.

La humedad relativa muestra un comportamiento inverso al de la temperatura. Durante el verano, los valores se reducen por debajo del 40 % (Fig. 19), mientras que en invierno alcanzan niveles cercanos al 60 % (Fig. 20). Esta condición de baja humedad y alta temperatura durante la temporada cálida es ideal para la aplicación de estrategias de enfriamiento evaporativo, como la propuesta en este trabajo.

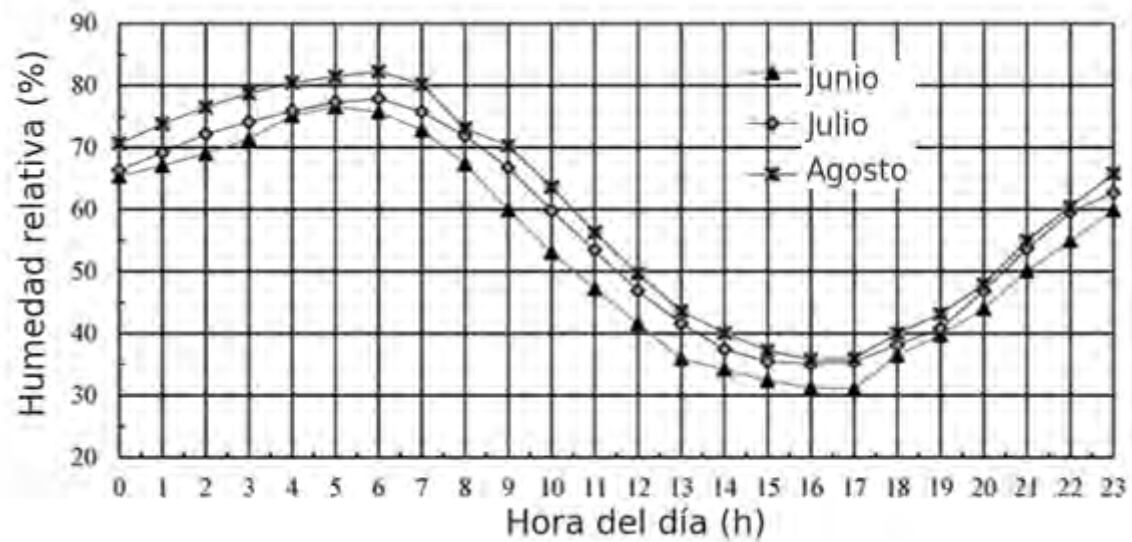


Figura 19 Humedad relativa promedio horaria para el verano.

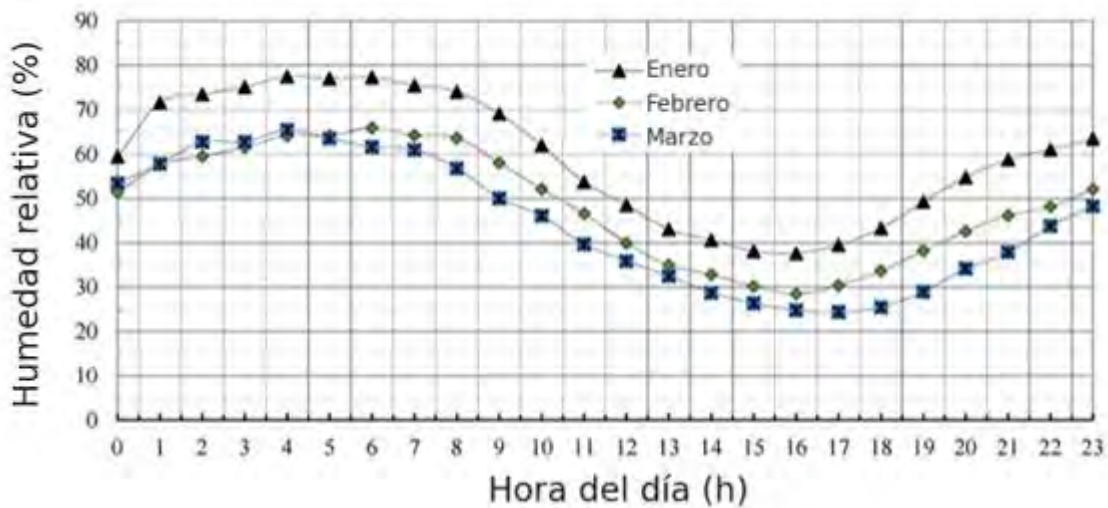


Figura 20 Humedad relativa promedio horaria para el invierno

Con base al análisis de los parámetros meteorológicos antes mencionados se establecieron las condiciones de frontera que se utilizaron para el desarrollo del presente estudio se definieron parámetros térmicos y psicométricas representativos del clima de la ciudad de Monterrey, con el fin de replicar las condiciones reales a las que estaría expuesto un sistema pasivo de ventilación con humidificación.

Por lo que para definir las condiciones límite experimentales, se recurrió al diagrama bioclimático de Olgyay (Morales, 2014; ASHRAE, 1990) a fin de establecer tanto la velocidad característica del viento como la temperatura en la superficie de una pared expuesta a radiación solar, simulando condiciones típicas de verano en la región considerando los parámetros de Monterrey N.L.

Cabe aclarar que los experimentos se realizaron en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos del CIICAp-UAEM, cuyo clima es más templado y estable a lo largo del año, las condiciones climáticas locales del sitio experimental no reflejan directamente el entorno térmico extremo del norte del país. Por lo tanto, aunque las mediciones de temperatura y humedad relativa corresponden al lugar de prueba, los parámetros de entrada y las condiciones de frontera fueron ajustados intencionalmente para representar escenarios de verano en Monterrey.

Este enfoque experimental por analogía es válido, ya que la región objetivo se caracteriza por temperaturas elevadas que oscilan entre 30 °C y 37 °C durante el verano, mientras que en invierno las temperaturas descienden a rangos entre 22 °C y 25 °C. Además, las condiciones de baja humedad relativa y velocidades de viento entre 1.5 y 4 m/s durante las horas diurnas representan un reto significativo para el funcionamiento efectivo de sistemas de ventilación natural.

Con base a lo anterior en la Fig. 21 se presentan las condiciones de frontera consideradas para este estudio tanto para verano como para invierno.

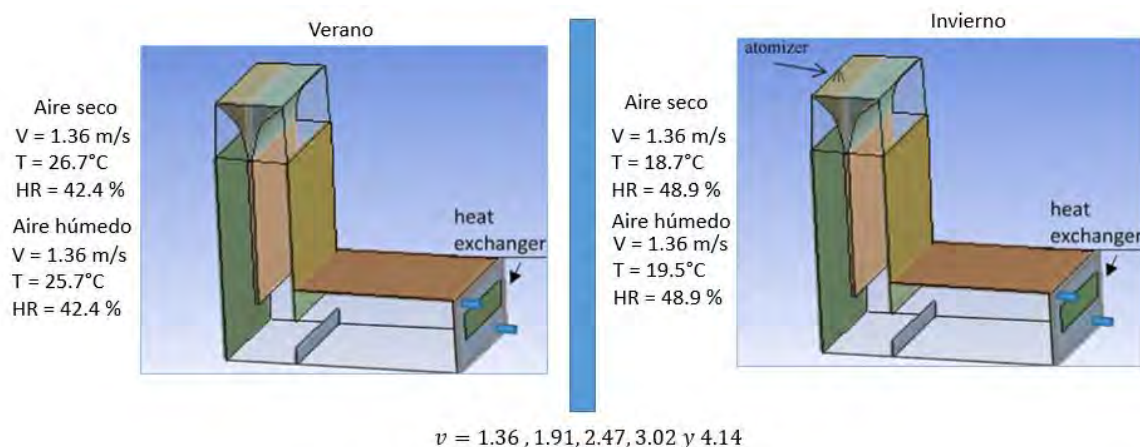


Figura 21. Condiciones de Frontera del modelo

Las variables seleccionadas corresponden a valores promedio observados durante las temporadas más cálidas del año en esta región semiárida:

- **Temperatura del aire de entrada (T_{air}).** Se adoptó un valor promedio de 26.8 °C, representativo del aire exterior durante los periodos de mayor carga térmica. Este valor corresponde al perfil horario típico para días cálidos en temporada seca o de transición.
- **Humedad relativa (HR):** Se consideró una humedad relativa del 42.4 %, la cual refleja condiciones comunes en la región durante la época seca, cuando la eficiencia del enfriamiento evaporativo se ve favorecida por el bajo contenido de humedad en el aire.
- **Temperatura del agua (T_{H_2O}):** Para el circuito de alimentación del intercambiador de calor, se utilizó agua a una temperatura de 40 °C, estimada a partir de mediciones de temperatura de agua almacenada en depósitos expuestos a la radiación solar directa. Esta condición simula un escenario veraniego donde las temperaturas del agua pueden elevarse significativamente en tanques sin aislamiento

Capítulo 4

4 Metodología Experimental

En esta sección se presenta la metodología empleada en los estudios experimentales realizados en el marco de esta tesis. Los experimentos se llevaron a cabo en el laboratorio de mecánica de fluidos del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos (UAEM). Este laboratorio está equipado con un túnel de viento de succión que permite realizar estudios en modelos a escala a diferentes velocidades de entrada, lo cual es fundamental para la validación de los modelos teóricos y simulaciones previas. A continuación, se describirán los procedimientos experimentales, los equipos utilizados y los criterios de análisis aplicados en la recolección y evaluación de datos.

4.1 Caso de estudio: Modelo físico T-H-IC

Como se mencionó en el apartado 3.1 el modelo experimental consiste en una configuración Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC) construido a escala 1:16 por Reyes et al (2013, 2015) al cual para este trabajo de tesis se le incorporó humidificación de aire a la entrada de la torre y un intercambiador de calor en la habitación. La estructura está compuesta por:

- Una torre de viento rectangular con una ventana a barlovento y otra a sotavento.
- Un recinto con una ventana de salida del flujo de aire.
- Un intercambiador de calor de placas acoplado en la pared con ventana de salida de la habitación.
- Un sistema de aspersion a la entrada de la torre de viento.

Este conjunto fue montado en el túnel de viento de succión del CIICAp-UAEM, y las paredes laterales de la torre y habitación fueron integradas a las superficies internas del túnel.

4.2 Estudio experimental en túnel de viento

El presente trabajo fue diseñado con el objetivo de estudiar el comportamiento de una torre de viento con humidificación de aire bajo las condiciones climáticas representativas de Monterrey, N.L analizadas en el Capítulo 3.

La configuración experimental y los estudios numéricos nos permiten evaluar la eficiencia del sistema Torre-Habitación-Intercambiador de Calor en condiciones comparables a las de Monterrey, aportando así resultados aplicables a escenarios reales de vivienda en zonas áridas y semiáridas del norte de México. Los experimentos se desarrollarán bajo las condiciones de frontera establecidas como resultado del análisis de los datos climatológicos. Se utilizaron los siguientes instrumentos de medición los cuales se describen en la última sección de este capítulo.

- **Anemómetros de hilo caliente** para registrar la velocidad del flujo.
- **Termopares tipo T** para medir temperatura del aire y del agua.
- **Higrómetros digitales** de alta precisión para monitorear la humedad relativa.

4.2.1 Descripción de la prueba experimental

El modelo T-H-IC bajo estudio se muestra de forma esquemática en la Fig. 22. La instrumentación del modelo se muestra en Fig. 23.

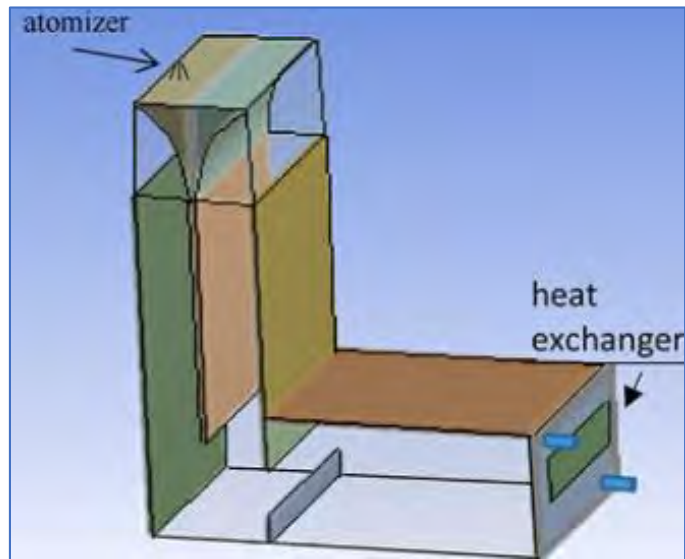


Figura 22 Esquema del intercambiador de calor acoplado a la habitación con torre de viento humidificada;; modelo T-H-IC.

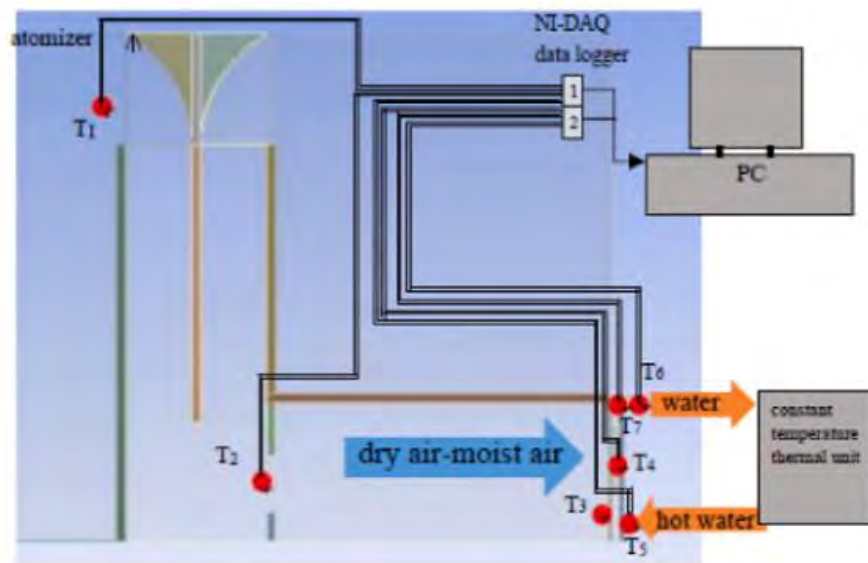


Figura 23. Diagrama del arreglo experimental.

Las pruebas experimentales se llevaron a cabo en el túnel de viento del laboratorio del CIICAP-UAEM, orientado a un ángulo de 90° para ajustarse a la sección transversal del canal, como se ilustra en la Figs. 24 y 25. Las flechas en la figura 24 indican los flujos principales: entrada de aire, paso por la torre, descarga, salida de la habitación y salida de la torre. Para esta investigación, se utilizó un atomizador alineado con la entrada de la torre, tal como se muestra en las Figs. 22 y 23.

El atomizador genera un spray estable de microgotas de agua, que enfrían la corriente de aire entrante mediante evaporación bajo condiciones controladas de laboratorio. El mayor efecto de enfriamiento se produce en la parte superior de la torre, en el punto de primer contacto entre el aire y las gotas, reduciendo notablemente la temperatura en esa zona. A partir de ahí, el flujo de aire, ya enfriado, recorre el resto de la torre y la habitación manteniendo temperaturas más bajas, lo que favorece el confort térmico en todo el espacio.

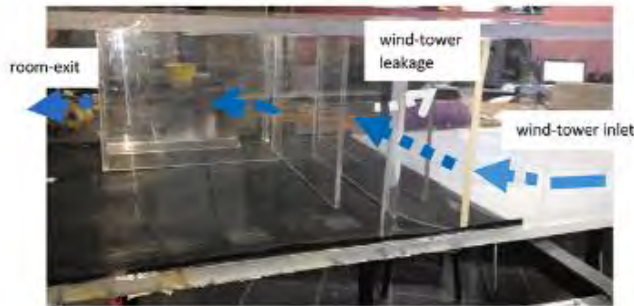


Figura 24. Vista lateral del modelo de acrílico instalado en el túnel de viento



Figura 25. Vista lateral del intercambiador de calor acoplado a la habitación (salida del aire por la ventana del intercambiador)

El intercambiador de calor de placas paralelas reemplaza la pared de salida de la habitación, fue diseñado con dimensiones equivalentes a las de dicha pared, como se observa en las Fig. 26.

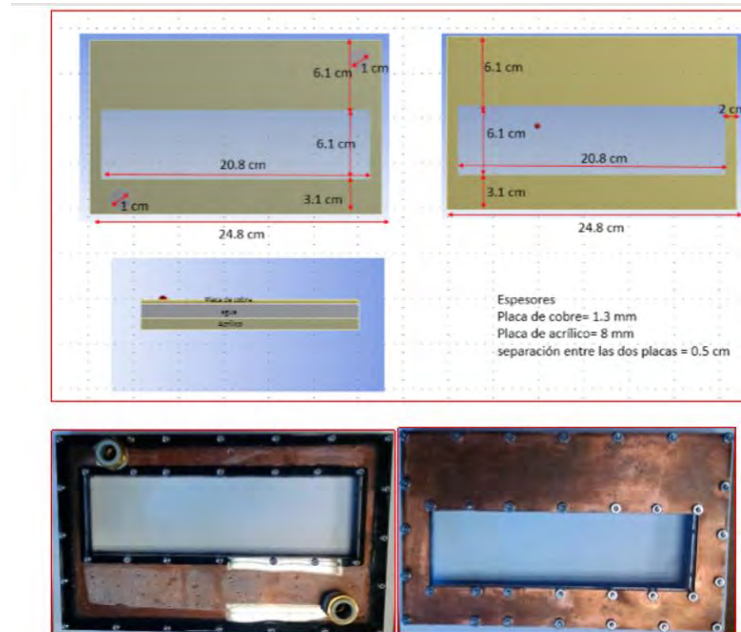


Figura 26. intercambiador de calor de placas con sus dimensiones

El intercambiador de calor fue fabricado con cobre y acrílico. Este diseño permite un eficiente intercambio de calor en el interior de la habitación y minimiza la pérdida de calor hacia el exterior. Simula una superficie calentada por radiación solar, recibiendo el impacto térmico de las corrientes de aire húmedo o seco en su lado interior, después de que el aire descargado por la torre de viento pasa a través de la habitación.

Además, el intercambiador de calor de placas de cobre está conectado a una unidad térmica (Fig. 27) que mantiene una circulación de agua a una temperatura constante de 40 °C, asegurando condiciones estables para el estudio del intercambio de calor.

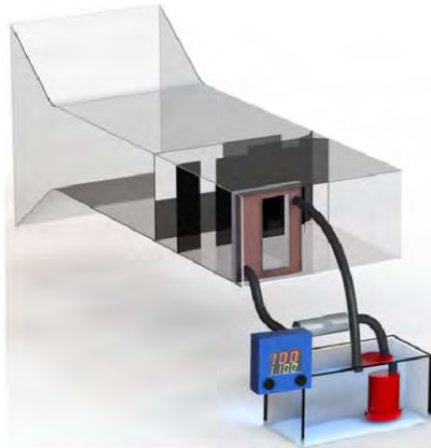


Figura 27. Baño térmico conectado al intercambiador de calor de placas-

Las temperaturas del aire húmedo y seco en el modelo de T-H-IC se midieron con siete termopares tipo T (Fig. 28), ubicados según se indica en la Fig. 23. Los sensores T_1 , T_2 y T_4 registraron las condiciones térmicas del aire a la entrada de la torre, la descarga de la torre y en la descarga hacia la habitación, respectivamente. El valor T_3 representa la condición térmica media de los fluidos aire y agua en el intercambiador de calor (ver Ec. (32)). Los termopares T_5 y T_7 se instalaron en el intercambiador de calor para medir la temperatura del agua a la entrada y a la salida de este, respectivamente, lo que permite cuantificar el gradiente térmico que este induce en el flujo de aire. Finalmente, el termopar T_7 se colocó en la pared del intercambiador, midiendo la temperatura superficial de este elemento con el fin de verificar que se mantuviera la condición térmica impuesta por la unidad de control, ajustada a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y constante durante todos los experimentos, tanto en la operación con aire seco como con enfriamiento evaporativo.



Figura 28. Termopar tipo T conectado a a la entrada y salida del agua de intercambiador de calor

Se desprecia la pérdida de calor debido al efecto de las paredes laterales en la entrada de la torre eólica; por lo tanto, toda la instrumentación, incluidos los termopares, el anemómetro y el higrómetro, se instalaron alineados con el atomizador, asegurando que todas las mediciones correspondieran a las condiciones del centro del modelo de torre de viento-habitación. Solo las entradas y salidas de la unidad de calentamiento de agua se ubicaron fuera de la posición central, con el fin de producir un calentamiento uniforme en la placa de cobre, como se muestra en la Fig. 28

Es importante mencionar que, para el uso de los termopares en el estudio experimental, fue necesaria su calibración utilizando el baño térmico. Esta calibración asegura que las mediciones de temperatura sean precisas y confiables, permitiendo así obtener datos consistentes durante el experimento. Este proceso de calibración es fundamental para minimizar errores sistemáticos y garantizar que los termopares respondan adecuadamente a las variaciones de temperatura en las condiciones del ensayo.

Como se mencionó se utilizaron dos registradores de datos NI 9211, cada uno con cuatro canales, fabricados por National Instruments, para procesar las señales analógicas de temperatura a una tasa de 14 Hz. Los registradores operaron a ± 80 mV, asistidos por una placa Compact DAQ que funcionó en modo de 24 bits y con reducción de ruido de 250 V rms a 50/60 Hz, incluyendo compensación de referencia para la temperatura en frío. Se emplearon seis termopares tipo T, modelo T24-1-507 de Omega, con sensibilidad de $43 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ y una precisión de $\pm 1.5\%$, conectados a los registradores NI 9211 para monitorear la temperatura del aire, agua y la placa de cobre. Se utilizó un software LabVIEW para vincular los registradores de datos con la computadora PC.

El atomizador de agua es una unidad comercial, equipada con una boquilla de latón de 1.5 mm de diámetro, diseñada para suministrar un spray uniforme y constante de gotas de agua con una tasa de flujo másico de 0.4 l/min . El atomizador fue asistido por un compresor operando a $20\text{--}30 \text{ lb/in}^2$. La humedad relativa de la

corriente de aire se midió dentro del túnel de viento utilizando un higrómetro de Dyner, Inc., primero en la entrada de la torre eólica y posteriormente en la salida de la habitación. La velocidad del aire también se midió primero en la entrada de la torre eólica y luego en la salida de la habitación, utilizando un anemómetro de hilo caliente de Dwyer. La precisión del higrómetro es de $\pm 0.1\%$, y la del anemómetro es de $\pm 0.11\%$.

El intercambiador de calor funcionó con un flujo de agua externo a una temperatura constante de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, circulando a través de un baño VWR de 6 litros y 1100 W, modelo 1167P, programado desde la PC utilizando una interfaz RS-232 y controlado con el programa LabVIEW. La unidad de calentamiento del agua opera con una precisión de $\pm 0.25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una estabilidad de $\pm 0.01\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.2.2 Operación del equipo de la prueba experimental.

La unidad térmica 1167P se activó para calentar la pared de salida del modelo hasta alcanzar condiciones de estado estable, manteniendo una temperatura constante del agua de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esta temperatura fue monitoreada continuamente a través de señales en tiempo real mostradas en la computadora mediante el software LabView. Una vez estabilizada la temperatura de la pared, se encendieron los ventiladores para permitir que la corriente de aire entre en el túnel de viento y también alcanzara el estado estable, lo cual se indicó por la ausencia de fluctuaciones en la velocidad en la pantalla del anemómetro de hilo caliente.

La validez de los datos recolectados se confirmó al observar lecturas de temperatura estables en los seis termopares, lo que indicaba el final del período transitorio. Este procedimiento se aplicó de manera consistente a cada ejecución experimental con aire seco. Posteriormente, se activó el rociador de gotas de agua para registrar los datos de los experimentos con aire húmedo. Cada ejecución experimental tuvo una duración aproximada de 11 minutos, suficiente para recopilar al menos 1500 puntos de datos sobre temperatura, humedad relativa y velocidad de entrada.

Se realizaron pruebas con aire seco y húmedo, activando el sistema de aspersión de agua y registrando los efectos del enfriamiento evaporativo en las condiciones de entrada, descarga y salida del sistema. La temperatura del agua fue mantenida constante con un baño térmico a 40 °C conectado al intercambiador de calor de placas.

Lo anterior fue con el objetivo de obtener datos experimentales sobre temperatura, humedad y velocidad para cuantificar el efecto del sistema de humidificación en condiciones realistas de flujo.

4.2.3 Descripción general de cada uno de los equipos utilizados en la prueba experimental

Para el desarrollo de las pruebas experimentales se empleó un conjunto de equipos e instrumentos seleccionados con el objetivo de garantizar mediciones precisas y confiables de las variables de interés, así como de reproducir las condiciones de operación establecidas en el diseño experimental. Dichos equipos permitieron el control y registro de parámetros como temperatura, humedad relativa, velocidad del aire y condiciones de flujo, esenciales para la evaluación del desempeño del sistema Torre-Habitación-Intercambiador de Calor (T-H-IC) como se menciona en la sección 4.2. por lo que a continuación se presenta una descripción general de cada uno de ellos.

- **Túnel de viento**

Es una herramienta que nos ayuda a simular el flujo de aire alrededor de un objeto, opera bajo succión y se muestra en las Figs.29 y 30. Se observa que a la entrada del túnel hay un banco de popotes (llamado: panal de abeja), cuyo fin es alinear el flujo de aire en la entrada. En la Fig.30 se muestra una fotografía del panal elaborado con popotes de plástico.

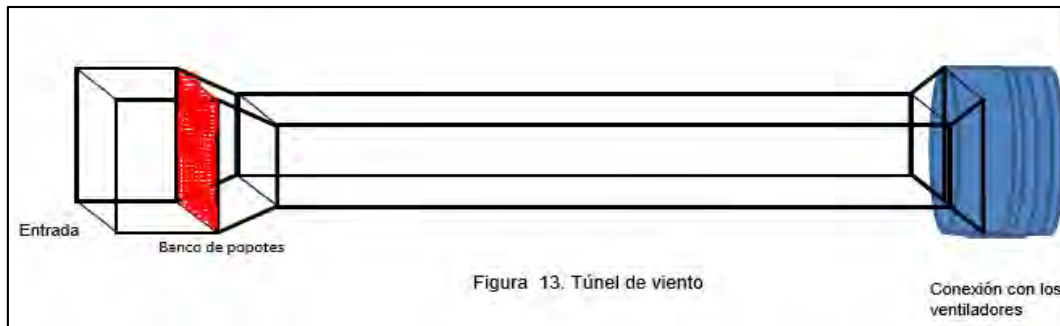


Figura 29 . Túnel de viento



Figura 30 . Panal de abeja (banco de popotes)

En la Fig. 31 se ilustra un corte transversal del túnel, especificando sus dimensiones. La entrada del túnel presenta una sección cuadrada con dimensiones de 56 cm de altura y 56 cm de ancho. A continuación, en la sección de pruebas, se observa una reducción en el área transversal, donde las dimensiones son 56 cm de ancho y 28.9 cm de altura. Esta modificación geométrica es fundamental para el análisis de las características del flujo y el comportamiento aerodinámico dentro del sistema, permitiendo una evaluación más precisa de las condiciones experimentales.

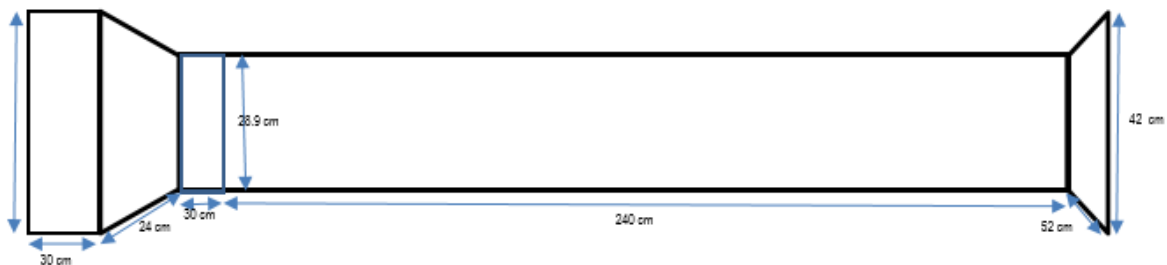


Figura 31 . Corte transversal del túnel de viento y sus dimensiones

- Adquisidor de datos

Se emplearon dos adquiridores de datos de la marca National Instruments, modelo NI 9211, como se muestra en la Fig. 32. Estos dispositivos son capaces de realizar adquisiciones de datos de alta precisión, lo que permite monitorear y registrar diversas variables experimentales de forma simultánea. Su uso es fundamental para garantizar la fiabilidad y la calidad de los datos obtenidos durante los ensayos experimentales.



Figura 32. Adquisidor de datos

Los adquiridores de datos utilizados presentan las siguientes características, según lo proporcionado por National Instruments Corporation (2017):

- Entrada para termopar de 4 canales, con una tasa de muestreo de 14 muestras por segundo (S/s).
- Entradas analógicas de ± 80 mV con una resolución de 24 bits, además de un rechazo de ruido de 50/60 Hz.
- Soporte para múltiples tipos de termopares, incluyendo J, K, T, E, N, B, R y S.
- Aislamiento entre bancos de categoría CAT II hasta 250 Vrms.
- Conectividad a través de terminales de tornillo de 10 posiciones.

- Rango de operación de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, con capacidad para soportar 5 g de vibración y 50 g de impacto.

El módulo de entrada de termopares NI 9211, diseñado para su uso con chasis CompactDAQ y CompactRIO, incluye un convertidor analógico-digital delta-sigma de 24 bits. Este dispositivo ofrece detección de termopares abiertos y compensación de unión fría, lo que permite obtener medidas de alta precisión. Además, cuenta con certificados de calibración trazables emitidos por el NIST y una doble barrera de aislamiento entre canal y tierra, lo que garantiza seguridad, inmunidad al ruido y un amplio rango de voltaje de modo común.

- Termopar Tipo T

Un termopar es un sensor que mide temperatura usando dos metales diferentes unidos en un punto llamado unión caliente Fig. 33a, está formado por:

- Cobre (Cu) → en la imagen, el cable con aislamiento rojo.
- Constantán (aleación de cobre y níquel) → en la imagen, el cable con aislamiento azul.

Cuando la unión caliente se expone a una temperatura distinta a la de la unión de referencia (o unión fría), aparece una pequeña tensión eléctrica. Este fenómeno se debe al efecto Seebeck Fig. 33b, el cual establece que una diferencia de temperatura entre dos metales distintos produce una diferencia de voltaje proporcional.

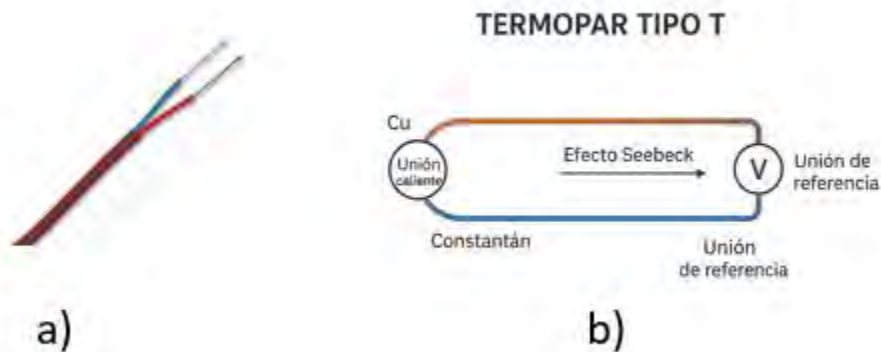


Figura 33. Termopar tipo T

Para la medición de la temperatura del aire, agua y de la superficie de la placa, se emplearon ocho termopares tipo T, modelo T24-1-507. Estos sensores están constituidos por dos metales disímiles: cobre y constatán (Cu–CuNi), unidos en un extremo. El rango de operación de estos termopares abarca desde $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $700\text{ }^{\circ}\text{C}$. Presentan una sensibilidad aproximada de $43\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ y un límite de error de $\pm 1.5\%$ de la lectura en el intervalo de -85 a $270\text{ }^{\circ}\text{F}$ (-65 a $130\text{ }^{\circ}\text{C}$).

✓ **Software computacional**

LabVIEW, acrónimo de Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench, es un software de ingeniería de sistemas diseñado para la prueba, medición y control, proporcionando acceso rápido a hardware e información de datos. Este entorno de desarrollo simplifica la integración de dispositivos de hardware, permitiendo la adquisición y visualización eficiente de conjuntos de datos desde prácticamente cualquier dispositivo de entrada/salida, ya sea de National Instruments o de terceros. Su interfaz de programación gráfica, que optimiza el tiempo de desarrollo, facilitó la recopilación y el análisis de las temperaturas de cada uno de los termopares utilizados en el estudio.

✓ **Baño térmico**

Es un dispositivo que se define como un sistema (S) con una capacidad calorífica tan elevada que, al entrar en contacto con un objeto o sustancia, su temperatura permanece constante. Este instrumento se considera un sistema ideal que actúa como una reserva infinita de energía, lo que permite realizar transferencias de calor sin que se produzcan variaciones significativas en su temperatura. Gracias a esta propiedad, el baño térmico proporciona un entorno controlado y estable, lo que es crucial para llevar a cabo experimentos y mediciones precisas de propiedades térmicas, así como para la calibración de sensores y dispositivos de medición.

Anemómetro de hilo caliente:

Este dispositivo se utilizó para medir las velocidades del viento dentro del túnel. Su funcionamiento se basa en la detección de las variaciones de temperatura del hilo, que es enfriado por el flujo de aire. Las mediciones obtenidas permiten evaluar de manera precisa el perfil de velocidad del viento en diferentes secciones del túnel Fig.34



Figura 34. Anemómetro de Hilo caliente (DYNER)

✓ Higrómetro

Este instrumento se utiliza para medir la humedad relativa del aire, es decir, la cantidad de vapor de agua presente en el ambiente en relación con la cantidad máxima que el aire puede contener a una temperatura dada. La medición de la humedad relativa es crucial para diversos estudios atmosféricos y aplicaciones

en climatología, ya que influye en el confort humano, los procesos de enfriamiento y la dinámica de fluidos. Fig.35.



Figura 35. Higrómetro

Capítulo 5

5 Resultados experimentales

En esta sección se presentan y analizan los resultados obtenidos en las pruebas experimentales. La medición de la velocidad del aire se realizó mediante anemómetros de hilo caliente, colocados en distintos puntos estratégicos del modelo (véase Fig. 33). Las lecturas registradas se procesaron y promediaron con el fin de obtener una representación más precisa del patrón de flujo dentro del túnel de viento, reduciendo el efecto de fluctuaciones instantáneas y asegurando la fiabilidad de los datos experimentales.

Las propiedades de los fluidos consideradas en este trabajo se presentan en la Tabla 7. En los experimentos sin enfriamiento evaporativo, las propiedades del aire densidad, calor específico a presión constante y viscosidad dinámica se asumieron constantes bajo condiciones normales. Para el flujo húmedo, generado por la mezcla de aire y gotas de agua en los ensayos con humidificación, la densidad se determinó a partir de la carta psicrométrica, considerando las condiciones medidas de humedad relativa y temperatura de bulbo seco en la salida de la habitación.

Los parámetros asociados a la transferencia de calor latente para las fases A (agua) y B (aire) se calcularon por interpolación de las Tablas A4 y A6, siguiendo la metodología descrita en la literatura especializada [Incropera & DeWitt, 1990; Mills, 1995]. La Tabla 7 incluye un ejemplo de estos datos para la primera velocidad de entrada en la torre de viento. En el caso del agua utilizada en el sistema de aspersión y en el intercambiador de calor (a $T = 40$ C), se consideraron constantes la densidad (ρ) y la conductividad térmica (k). La velocidad del aire a la entrada de la torre de viento se estableció como variable experimental, definida de acuerdo con la Fig. 17. Los valores seleccionados ($u = 1.36, 1.91, 2.47, 3.02, 4.14$ m/s) cubren la mayor parte de la variación diurna de la velocidad del viento en el caso de estudio. Dado que la temperatura y humedad ambiente influyen en el funcionamiento de la

torre, las pruebas incluyeron días representativos de invierno y verano. En los ensayos de enfriamiento evaporativo se empleó agua de red a temperatura ambiente para la generación de las gotas en el sistema de aspersión.

La Tabla 8 presenta un conjunto de datos correspondientes a la primera velocidad de entrada en la torre (1.36 m/s) y la velocidad de salida de la habitación para el flujo de aire seco y el flujo de aire húmedo con enfriamiento evaporativo, junto con el número de Reynolds (Re) calculado para condiciones de invierno y verano. Los valores obtenidos se encuentran en el régimen de flujo turbulento, por lo que se asume que la convección natural no tiene un efecto significativo en la distribución del aire dentro del modelo.

Se observó un incremento en la velocidad de salida respecto a la velocidad de entrada en la torre, atribuible a la distribución de presiones en su interior [Morales, 2014]. Las torres de viento presentan aberturas orientadas hacia la dirección del viento predominante, permitiendo que el flujo ingrese a uno o varios canales de sección transversal reducida, lo que provoca un aumento de la velocidad.

Tabla 7. Propiedades de los fluidos

Fluido	Densidad ρ kg/m ³	Calor específico C_p J/kg·K	Conductividad térmica k W/m·K	Viscosidad dinámica kg/m·s	Verano				Invierno			
					Entrada		salida		Entrada		Salida	
					HR %	T °C	HR %	T° °C	Hr %	T° °C	HR %	T° °C
Aire (aire húmedo)	1.1182 (1.1279)	1005.8	0.026	1.92×10^{-5}	42.4	25.7	49.8	22.2	48.9	19.5	50.2	18.8
Agua	991.05	4186	0.57	0.001								

Se utilizó agua a temperatura ambiente para la pulverización de gotas de agua en el proceso de enfriamiento por evaporación. La Tabla 8 presenta una muestra de datos correspondiente a la primera velocidad de entrada a la TV (1.36 m/s), así como la velocidad de salida de la sala para el flujo de aire seco y aire húmedo con enfriamiento por evaporación, junto con el número de Re correspondiente para las condiciones invernales y veraniegas.

Los resultados experimentales obtenidos para el modelo de torre de viento se encuentran dentro del régimen de flujo turbulento, con números de Reynolds de

entrada cercanos a 13,300 para todas las condiciones evaluadas. Este valor confirma que el flujo presenta un comportamiento altamente agitado y con estructuras caóticas bien desarrolladas, lo que minimiza la influencia de la convección natural y permite centrar el análisis en los mecanismos dominantes de transferencia de calor y masa: la convección forzada y el enfriamiento evaporativo.

[Tabla 8. Condiciones de flujo del modelo de torre de viento \(Fig. 23 los puntos \$T_1\$ y \$T_4\$ \)](#)

Experimento	Velocidad de entrada u_{inlet} (m/s)	Reynolds de entrada Re_{inlet}	Velocidad de salida u_{outlet} (m/s)	Reynolds de salida Re_{outlet}
Invierno – Flujo de aire seco	1.36	13,300	1.85	10,035
Invierno – Flujo de aire húmedo	1.36	13,300	1.67	9,127
Verano – Flujo de aire seco	1.36	13,300	1.60	8,679
Verano – Flujo de aire húmedo	1.36	13,300	1.60	8,754

El número de Re entre la entrada y la salida disminuye debido a la influencia de la longitud característica, un aspecto crucial en el diseño de las torres eólicas. En los experimentos realizados con aire húmedo, el número Re en la salida se calcula utilizando la ecuación (25), asumiendo una evaporación completa de las gotas de agua desde el primer contacto en la entrada de la torre hasta la salida a condiciones ambientales. Esto se confirmó mediante el incremento de la humedad relativa HR (véase Tabla 7), medida primero en la entrada de la torre y posteriormente en la pared de salida de la habitación

La máxima diferencia de humedad relativa (HR) entre las secciones de entrada y salida del modelo fue de 2.2%, lo que se corresponde con el valor máximo del número de Re en el estudio. Este incremento en HR indica una transferencia de humedad efectiva durante el proceso de enfriamiento evaporativo.

En el modelo físico T-H-IC desarrollado en este trabajo, aunque la escala y geometría difieren de la configuración experimental de Kumari et al. (2010), se identificó un comportamiento análogo. El incremento de la velocidad y del número de Reynolds a la salida de la torre se acompañó de un aumento de humedad relativa (HR) de hasta 2.2 % respecto a la entrada, confirmando la evaporación completa de las microgotas antes de alcanzar la salida de la habitación. La mayor variación de

HR y la reducción de temperatura del aire se registraron en el tramo inicial del recorrido interno, donde la interacción aire-gotas es más intensa, mientras que aguas abajo los valores tienden a estabilizarse. Esta correspondencia sugiere que, al igual que en el estudio de Kumari et al. (2010), el diseño de torres de viento con humidificación debe considerar que la mayor eficiencia en la transferencia de calor y masa se logra en la fase inicial del contacto aire-agua.

5.1.1 Comportamiento térmico

Las mediciones de temperatura obtenidas en cada punto del sistema se registraron de manera continua durante un periodo mínimo de 5 minutos, una vez alcanzado el régimen estacionario. Los valores presentados corresponden al promedio aritmético de dichas mediciones, calculado para cada sensor y condición experimental, a fin de representar el comportamiento térmico medio de la torre de viento.

En la Tabla 9 se muestran resultados representativos para la menor velocidad de entrada U_{inlet} dentro del rango estudiado.

Condiciones de verano:

En el caso de aire seco, la temperatura de entrada T_1 disminuye levemente al llegar a la descarga de la torre (T_2), debido a la ventilación natural y ligeras pérdidas de calor sensible. Con aire húmedo, la reducción de T_1 a T_2 es significativamente mayor, producto del enfriamiento evaporativo generado por el cambio de fase del agua pulverizada. Además, la temperatura de salida de la habitación (T_4) es ligeramente menor que T_2 , reflejando la persistencia del efecto de humidificación.

Condiciones de invierno:

Tanto para aire seco como húmedo se observa una reducción de T_1 a T_2 , aunque con magnitudes mucho menores que en verano, debido a la menor capacidad del aire frío para retener vapor de agua. En el flujo húmedo, el enfriamiento evaporativo

se presenta, pero con una diferencia de temperatura más reducida entre entrada y salida, y prácticamente sin cambios en T_4 respecto a T_2 .

Comportamiento del intercambiador de calor:

En ambos periodos y tipos de flujo, las temperaturas de entrada y salida del agua (T_5 y T_6) se mantienen prácticamente constantes debido al alto caudal y temperatura controlada del baño térmico. No obstante, la temperatura de la pared de la tubería (T_7) refleja el intercambio de calor con el aire, siendo más evidente en verano por la mayor diferencia térmica entre el agua y el flujo de aire.

Interpretación de T_3 :

La temperatura media del aire en el intercambiador (T_3) resulta de un balance entre el enfriamiento evaporativo previo y la ganancia térmica proveniente del agua caliente. En el caso de aire seco, T_3 es siempre más alta al no existir un mecanismo que contrarreste el calentamiento del intercambiador. Con aire húmedo, T_3 se mantiene más baja, especialmente en verano, debido al enfriamiento previo por evaporación.

En el caso de aire húmedo, T_3 es menor porque la evaporación enfría el flujo antes de que el calor del intercambiador pueda aumentar demasiado la temperatura. La diferencia más marcada se observa en verano, cuando la capacidad del aire para retener humedad es mayor y el efecto evaporativo es más eficiente.

Tabla 9 Mediciones de Temperatura en cada termopar (ver Fig. 23)

Condición experimental	$T_1 (T_i) ^\circ\text{C}$	$T_2 (T_e) ^\circ\text{C}$	$T_4 ^\circ\text{C}$	$T_5 ^\circ\text{C}$	$T_6 ^\circ\text{C}$	$T_7 (T_w) ^\circ\text{C}$	$T_3 (T_m) ^\circ\text{C}$
Flujo de aire seco							
Verano	26.6	26.1	26.1	39.3	39.3	37.8	32.5
Invierno	18.7	19.5	18.8	39.8	39.8	39.5	29.2
Flujo de aire húmedo							
Verano	25.7	22.3	22.2	39.4	39.2	37.8	31.3
Invierno	19.5	18.84	18.8	39.8	39.9	39.57	29.4

5.1.2 Análisis de incertidumbre

La precisión de los experimentos se evaluó mediante el cálculo de la incertidumbre asociada a las mediciones obtenidas con la instrumentación descrita anteriormente en la sección 4.3. El análisis del error se basa en el conteo y la sensibilidad de los instrumentos de medición, que son fundamentales para el proceso experimental. Esta cuantificación proporciona una indicación de la variabilidad en la salida, derivada de las variaciones en los parámetros de entrada.

Para calcular la incertidumbre, como se presenta en la Tabla 10, se tomaron en cuenta todas las variables medidas involucradas en las Ecs. (25)–(31) presentadas en el capítulo 2. La incertidumbre de cada parámetro se determinó en función de la precisión y la sensibilidad de la instrumentación utilizada, siguiendo las ecuaciones que se detallan en la Tabla 10. Es importante señalar que la incertidumbre varía para cada parámetro y no es fija para ejecuciones experimentales específicas.

Tabla 10. parámetros experimentales e incertidumbres.

Análisis de variables	Ecuación de incertidumbre	Incertidumbre (%)
$Re = f(u_{inlet}, u_{outlet})$	$\frac{\Delta Re}{Re} = \left\{ \left(\frac{\Delta u_{inlet}}{u_{inlet}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta u_{outlet}}{u_{outlet}} \right)^2 \right\}^{1/2}$	0.14
$Nu = f(u_{outlet}, T_3, T_4, \theta_m)$	$\frac{\Delta Nu}{Nu} = \left\{ \left(\frac{\Delta u_{outlet}}{u_{outlet}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_3}{T_3} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_4}{T_4} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \theta_m}{\theta_m} \right)^2 \right\}^{1/2}$	3.19
$q' = f(u_{outlet}, T_3, T_4)$	$\frac{\Delta q'}{q'} = \left\{ \left(\frac{\Delta u_{outlet}}{u_{outlet}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_3}{T_3} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_4}{T_4} \right)^2 \right\}^{1/2}$	2.81

Como se ilustra en la Tabla 10, la incertidumbre es notablemente mayor para el número de Nusselt, ya que está influenciada por un mayor número de variables. Los valores de incertidumbre para todos los parámetros listados en la Tabla 10 se consideran dentro de límites aceptables.

5.1.3 Efecto de la pulverización de gotas de agua sobre la torre de viento

La pulverización de gotas de agua influye notablemente en el comportamiento térmico del modelo, evidenciado por dos diferencias de temperatura: una entre la entrada y la descarga de la torre de viento (T_i-T_2), y otra entre la entrada de la torre y la salida de la habitación (T_i-T_4). Analicemos primero los resultados correspondientes a T_i-T_2 , que se representan gráficamente en las Figs. 36a y 36b, en función de las condiciones de entrada definidas por el número de Re para los períodos de verano e invierno, respectivamente.

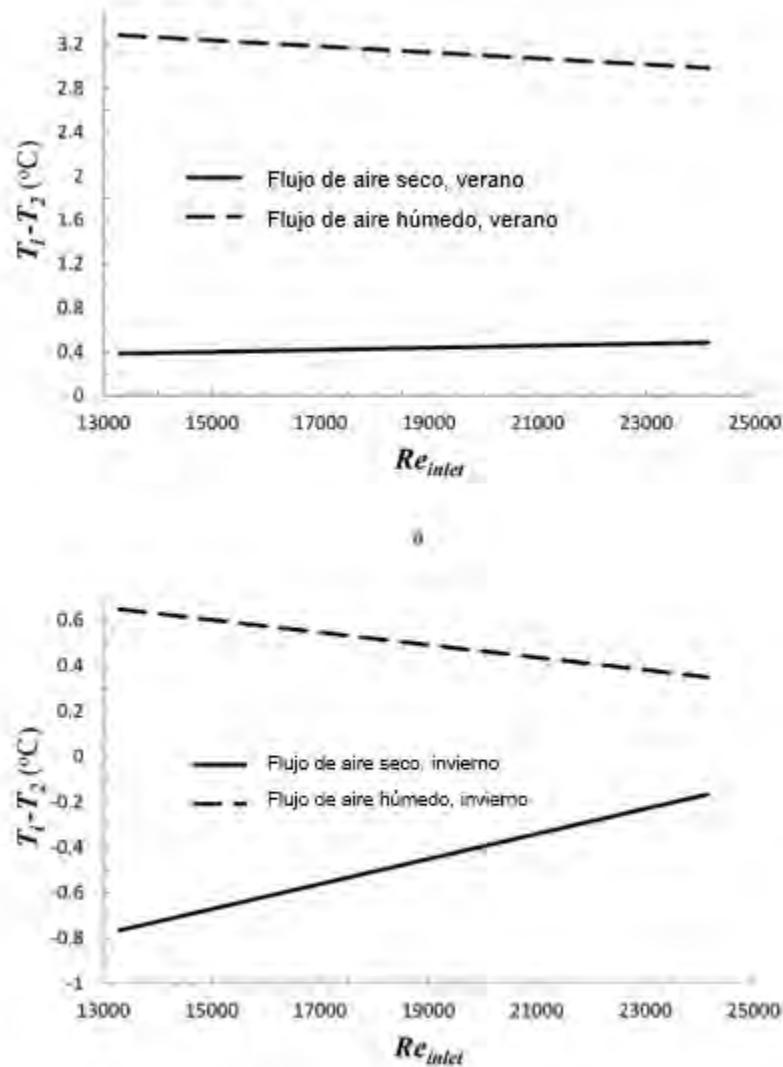


Figura 36. Efecto térmico de la pulverización de gotas de agua entre la entrada y la descarga de la torre; a) Verano; b) Invierno.

La Fig. 36a muestra un aumento mínimo en la diferencia de temperatura para el caso de aire seco. En contraste, la diferencia de temperatura para el flujo de aire húmedo disminuye a medida que aumenta el número de Reynolds, lo que indica una influencia dinámica moderada de las condiciones del flujo de entrada. La magnitud de $T_1 - T_2$ es aproximadamente ocho veces mayor para el aire húmedo en comparación con el flujo de aire seco, resultado del elevado intercambio de calor latente y sensible entre el aire y las gotas de agua inyectadas por el aspersor.

Los resultados obtenidos para el invierno, presentados en la Fig. 36b, revelan una diferencia de temperatura negativa en el caso del flujo de aire seco, lo que sugiere un incremento de la temperatura en el interior del modelo, como era de esperarse durante esta estación, dado que la pared de salida está caliente. Se observa una reducción significativa de la diferencia de temperatura negativa a medida que aumenta el número de Re , evidenciando que un alto número de Re contrarresta el efecto térmico de la pared caliente.

En el mismo gráfico, se aprecia una disminución de la diferencia de temperatura positiva en la descarga de la torre de viento para el aire húmedo, similar a los resultados del verano, lo que confirma que el enfriamiento por humidificación del aire es más eficaz en esa temporada. La pendiente de la línea en invierno es más pronunciada, con una magnitud de la diferencia de temperatura inferior a un grado, en comparación con más de 3°C durante el verano. Además, la diferencia de temperatura disminuye conforme aumenta el número de Reynolds, atribuible a la calefacción de la salida de la habitación. Al comparar las líneas para ambos casos en la Fig. 36a se evidencia que el sistema de aire seco presenta un ligero calentamiento, mientras que el sistema de aire húmedo muestra un enfriamiento gradual.

La situación es marcadamente distinta durante el invierno, como se ilustra en la figura 36b, donde ambas pendientes son pronunciadas pero opuestas: la pendiente para el aire seco es positiva, mientras que para el aire húmedo es negativa. Un límite se establece en función de la entrada, ya que al aumentar esta, la diferencia de temperatura tiende a cero, resultado del intercambio de calor promovido por la turbulencia y el momento que equilibra las condiciones térmicas de ambas secciones. Esto sugiere que la efectividad del humidificador, vinculada al flujo másico de las gotas de agua, podría estar limitada por las condiciones de entrada. Por lo tanto, es esencial investigar la variabilidad del caudal másico en el humidificador, un aspecto que queda fuera del alcance del presente estudio.

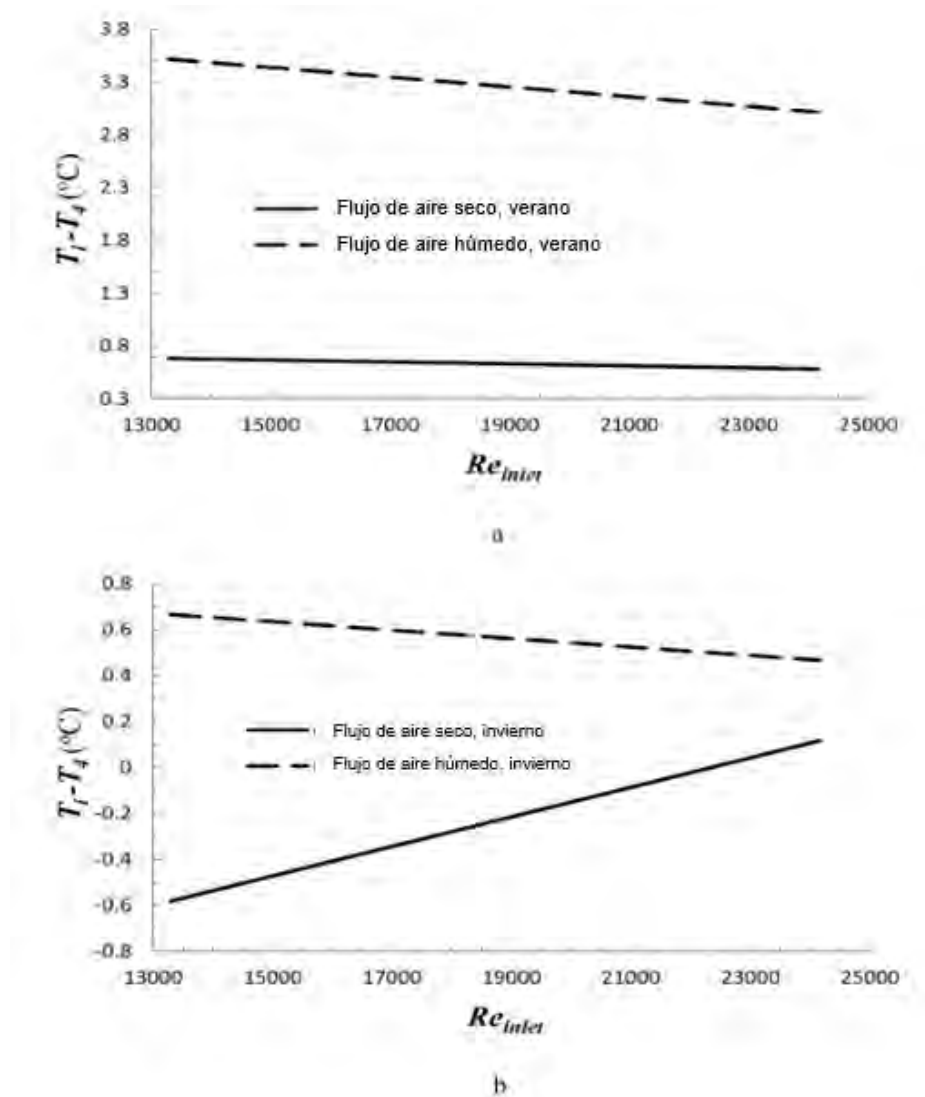


Figura 37. Efecto térmico de la pulverización de gotas de agua entre la entrada de la torre de viento y la ventana de salida de la habitación; a) verano; b) Invierno.

En lo que respecta a la diferencia de temperatura entre la entrada de la torre eólica y la salida de la habitación ($T_1 - T_4$) durante el verano, como se muestra en la Fig. 37a, se observa un efecto considerable para el funcionamiento con aire seco en comparación con la descarga de la torre de viento ($T_1 - T_2$), dado que $T_1 - T_4$ es casi el doble. Esto puede interpretarse como un efecto del aire fresco que mejora el confort térmico. Durante el invierno, la corriente de aire seco se calienta (diferencia negativa observada en la Fig. 37b y aumenta suavemente a medida que se incrementa el

caudal másico. Este fenómeno se debe a la influencia del caudal másico en la disipación de calor, ya que la turbulencia se intensifica con el aumento del caudal, lo que tiende a estabilizar la temperatura del aire en el interior del edificio, alcanzando una saturación térmica.

Los resultados de las Figs. 37a y 37b para el aire húmedo indican una reducción de la diferencia de temperatura, siendo esta considerablemente mayor en verano. Este resultado sugiere que la reducción de temperatura en el sistema torre viento-habitación, atribuida al enfriamiento por evaporación, presenta un límite, aparentemente impuesto por el aumento de la velocidad del viento. Esto ocurre debido a que el caudal másico de las gotas de agua se mantiene constante. Las Figs. 37a y 37b para el aire húmedo también sugieren que la transferencia de calor mejora para un número de Reynolds bajo, siendo más efectiva en verano.

Por lo tanto, para mantener un alto intercambio de calor, el sistema necesita aumentar el caudal másico de las gotas de agua para mantener constante la diferencia de temperatura en el interior de la habitación, independientemente de cualquier aumento en el número de Reynolds debido al incremento de la velocidad del viento. Al comparar ambas figuras, 37a y 37b, se observa que la humidificación del flujo de aire de entrada reduce la temperatura en el interior del sistema durante el verano, mucho más que en invierno. Por ende, se recomienda el uso de técnicas de humidificación del aire en el sistema torre-de viento edificio para la temporada de verano, lo cual concuerda con la literatura existente [H. Montazeri et al, 2015].

Los resultados muestran una disminución suave y un aumento fuerte de la diferencia de temperatura para el sistema de aire seco en verano e invierno, respectivamente, lo que deja claro que el confort térmico en la habitación del edificio se debe al incremento del número de Reynolds en la entrada. De hecho, durante el funcionamiento con aire seco en verano, todas las diferencias de temperatura se mantienen casi constantes. Sin embargo, la disminución de temperatura observada con la humidificación del aire contribuye en gran medida a mejorar el confort térmico durante el verano. Además, la humedad relativa actúa como una tercera variable

con un papel determinante según el diagrama de Olgyay [ASHRAE, 1990], como se discutirá a continuación.

5.1.4 Temperatura de Salida de la Torre de viento (T_e)

Los estudios previos sobre la predicción del rendimiento térmico de las torres de viento bajo la influencia de la humidificación del flujo de aire se centraron en la tasa de ventilación y la disminución de temperatura [Bahadori et al., (2003), Sami (2003), Kalantar (2009),] Mahmoudi (2009) y Safari y Hosseinnia (2016)]. Kang y Strand (2016) presentaron un estudio considerando un conjunto de datos a escala real que incluye: la altura de la torre H , las condiciones climáticas, la velocidad del viento u_o , la tasa de flujo de aire m' , el tamaño de las gotas de agua D , la tasa de flujo de agua WF y las temperaturas de bulbo seco y húmedo T_{db} y T_{wb} . A partir de esto, se obtuvo una ecuación de regresión lineal para la temperatura de salida (T_e). La literatura presenta un modelo para T_e que no incluye ninguna habitación acoplada a la torre de viento, lo que representa una diferencia significativa respecto a la configuración actual. Sin embargo, es posible realizar una comparación con este trabajo ya que el estudio presente mide la condición de temperatura de descarga de la torre de viento. El rango de flujo de agua para las gotas utilizado en aquel estudio fue mayor que las condiciones estudiadas aquí, lo que impactó los resultados, provocando una mayor disminución de temperatura debido a la humidificación y, por ende, un nivel de T_e más bajo en comparación con los resultados actuales tanto en verano como en invierno, como se observa en la Fig. 38.

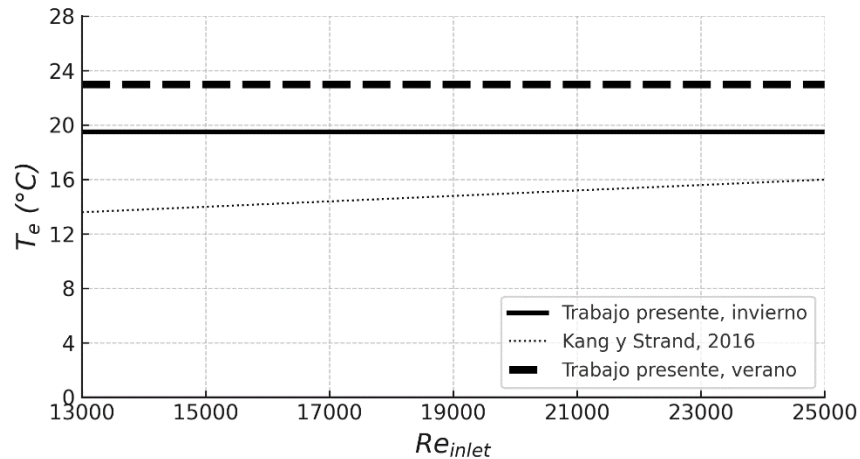


Figura 38. Comparación de la temperatura de salida del modelo a escala de torre de viento con respecto a la literatura (Kang y Strand 2016)

Las tres líneas mostradas en la Fig. 38 tienen una pendiente positiva, pero se observa una pequeña diferencia en la pendiente entre los datos de predicción y los datos experimentales tanto en verano como en invierno, lo que se atribuye a las diferencias en los ajustes experimentales, especialmente porque emplearon una tasa de flujo másico para la humidificación varias veces superior al valor presente [Kang y Strand, (2016)]. Esta condición indujo una mayor disminución de temperatura en comparación con una torre de viento a escala de laboratorio. Además, la diferencia entre los resultados del modelo y los datos actuales respecto al incremento de T_e con el número de Reynolds puede explicarse porque los datos en la literatura utilizan una velocidad u_0 que representa la velocidad del viento a una altura por encima de la torre de viento, la cual está ausente en los resultados del modelo de laboratorio actual. Los resultados en la Fig. 38 también muestran que el efecto de la humidificación durante el verano es mayor en comparación con el invierno.

5.1.5 Coeficiente de transferencia de calor convectivo de la torre de viento

Se espera que la torre de viento proporcione confort térmico dentro de la habitación al que está adaptada. Por lo tanto, se puede analizar como un fenómeno de convección de fluidos, donde ocurre la transferencia de calor entre los flujos de fluidos A y B y la estructura de la habitación. Así, la cuantificación de la tasa de transferencia de calor q'' y el coeficiente de transferencia de calor convectiva h en la torre de viento o en una zona de la habitación permite caracterizar el sistema. El análisis se centra en la transferencia de calor entre los flujos de aire seco y aire húmedo en la habitación y la salida de esta, de acuerdo con la sección 2.4. El coeficiente convectivo h se utiliza normalmente como una herramienta predictiva para el diseño del tamaño de las ventanas, la conexión entre la torre de viento y la habitación, y la efectividad esperada de la torre de viento durante las diferentes estaciones. Por lo tanto, el análisis de h es un paso hacia una mejor comprensión del intercambio térmico entre los flujos en la torre de viento y la estructura del edificio. Los resultados de h para las condiciones climáticas de verano e invierno se representan en función de la condición dinámica de entrada, el número de Reynolds (Re_{inlet}) Figs. 39a y 39b

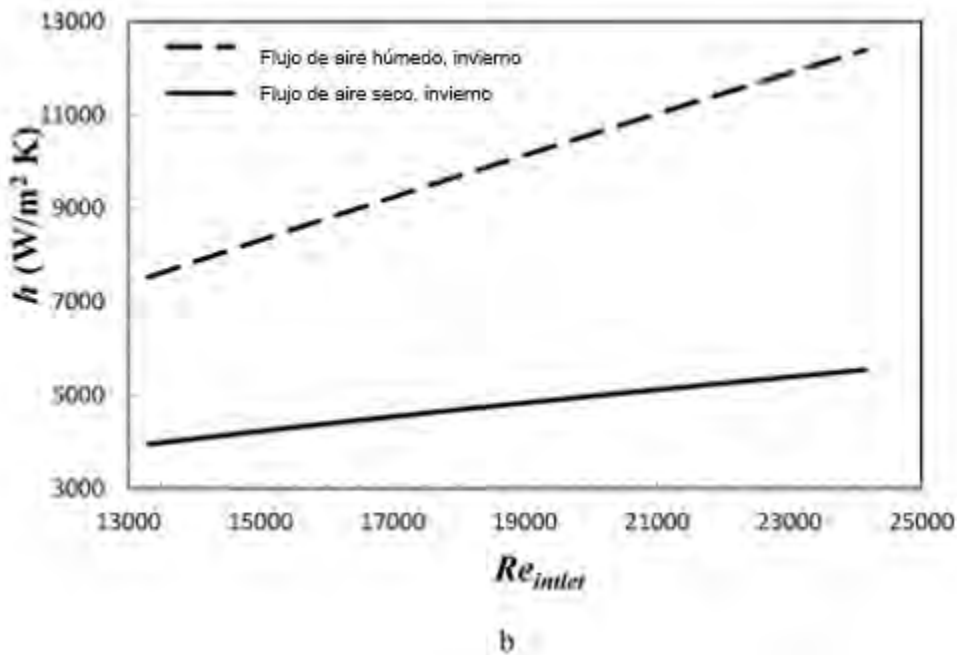
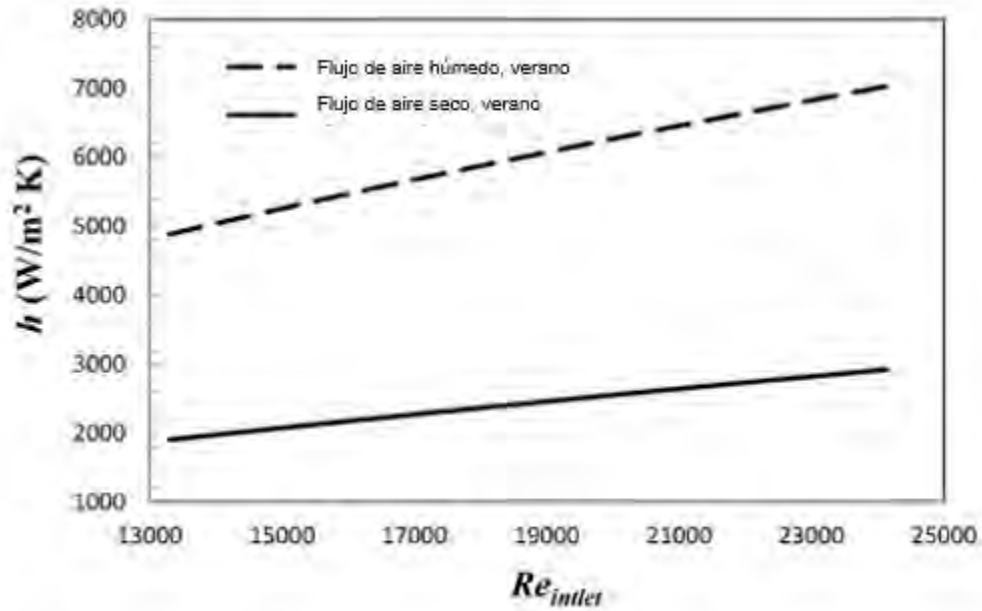


Figura 39. Coeficiente de transferencia de calor por convección para la torre eólica para el flujo de aire seco en comparación con el flujo de aire húmedo; a) Horario de verano; b) Invierno.

Como se observa, h aumenta en función del número de Reynolds tanto en verano como en invierno, para flujos de aire seco y húmedo. En verano, la Fig. 39a muestra una diferencia casi constante entre los resultados con y sin humidificación,

destacando el coeficiente de transferencia de calor convectivo h para el flujo de aire húmedo en comparación con el flujo de aire seco. La brecha aumenta drásticamente en invierno a medida que aumenta el número de Reynolds, como se muestra en la Fig. 39b.

Aunque la reducción de la temperatura del flujo de aire causada por la pulverización de gotas de agua durante el verano es mayor en comparación con el invierno, la influencia del calor latente de vaporización h_{fg} es significativa, ya que aumenta a medida que la temperatura disminuye. Además, el aumento combinado del momento, la disminución de la diferencia de temperatura y el flujo de masa evaporativa entre los flujos de aire y agua y la pared de salida de la habitación (T_3-T_4) están influenciados por la baja temperatura climática. Sin embargo, este resultado se explica principalmente por el equilibrio entre las fuerzas térmicas y dinámicas, ya que la diferencia de temperatura en la Ec. (29) cambia poco de un caso a otro. Por lo tanto, la variación de h observada en la figura 39b se debe más a la condición dinámica que a la condición térmica, dado que la densidad del aire, que está involucrada en el valor de la tasa de flujo másico, es mayor en invierno y se incrementa aún más con la humidificación del aire.

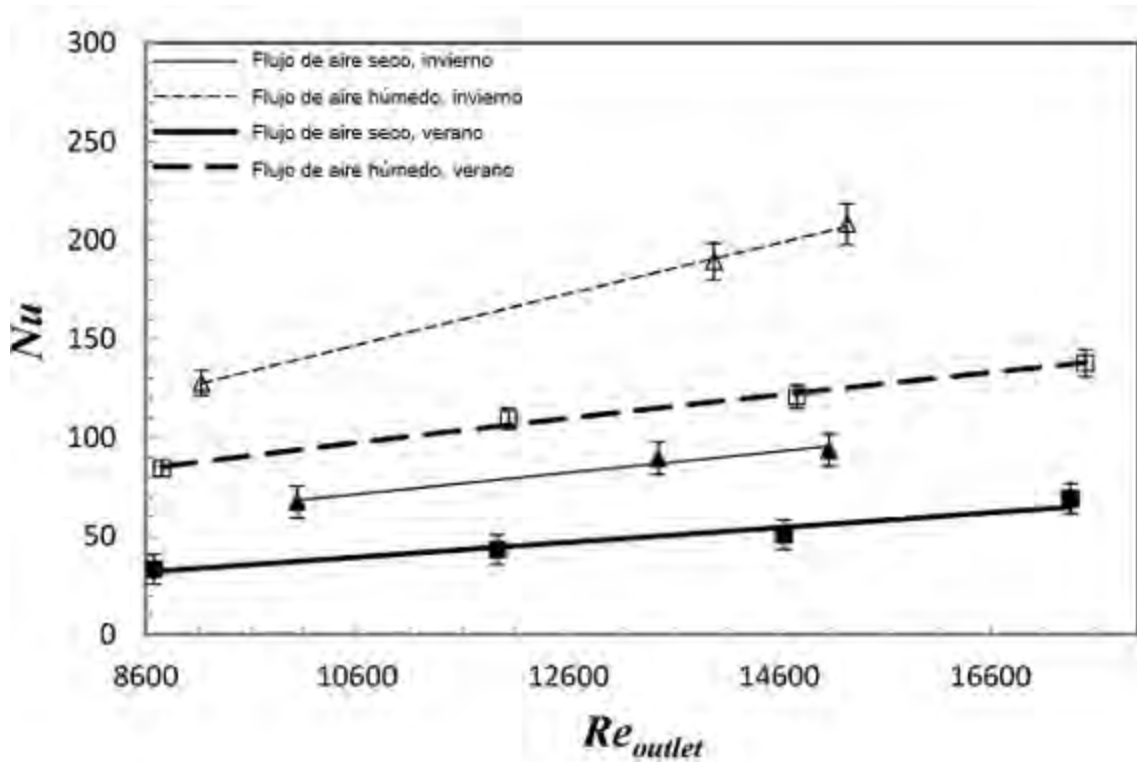
En cuanto a la magnitud de la diferencia de temperatura media logarítmica θ , es mayor en verano y desempeña un papel en el valor de h . Además, las figuras 39a y 39b muestran diferencias en la magnitud de h , siendo mayor en invierno que en verano para todo el rango de números de Reynolds. Este resultado se explica por la mayor diferencia de temperatura (T_3-T_4) entre los flujos de aire y la pared de salida durante el invierno, que también es un parámetro clave en la Ec. (29).

5.1.6 Eficiencia térmica de la torre viento por el número de Nusselt

El análisis se centra ahora en evaluar el efecto de la humidificación del aire sobre el número de Nusselt, que mide el comportamiento térmico de la torre de viento. Según la Ec. (31), que considera las condiciones experimentales y las propiedades de los fluidos, el número de Nusselt representa una medida del intercambio de calor

convectivo a conductivo en el caso del aire seco. En cambio, para el aire húmedo, el flujo de calor evaporativo determina la magnitud del número de Nusselt, como se muestra en la Ec. (40).

Los resultados del número de Nusselt se grafican en función del número de Reynolds de salida en la pared de salida, como se muestra en la Fig. 40. En general, el intercambio de calor es mayor al utilizar la humidificación del aire en comparación con el flujo de aire seco, lo que se observa porque las líneas punteadas están por encima de las líneas sólidas. Dado que la convección del flujo de aire aumenta con cualquier incremento en la velocidad y densidad, se espera que el número de Nusselt aumente como función del número de Reynolds en ambos casos, tanto para flujos de aire seco como húmedo, durante el verano y el invierno.



[Figura 40. Rendimiento térmico experimental para un modelo a escala para Torres de viento](#)

Sin embargo, el número de Nusselt también depende de la diferencia de temperatura entre el flujo de la habitación y la pared de salida. Por lo tanto, la

magnitud del número de Nusselt es mayor durante el invierno que durante el verano, confirmando los resultados del coeficiente de transferencia de calor por convección h . Una mayor reducción de temperatura en la salida de la habitación conduce a un mayor número de Nusselt.

A medida que el flujo de aire se aproxima a la pared de salida, su temperatura aumenta debido a las condiciones térmicas de la pared, que se calienta por la radiación solar simulada por el intercambiador de placas. Este aumento de temperatura es el resultado del intercambio de calor entre los flujos de aire y la pared de salida, lo que contrarresta el enfriamiento evaporativo promovido por las gotas de agua.

Por la misma razón, el flujo de aire seco registra un aumento de temperatura a medida que el flujo se aproxima a la salida de la habitación. En ambos casos, este aumento de temperatura reduce el intercambio de calor con la pared de salida, pero el efecto es más evidente durante el verano. Las dos líneas para el verano permanecen paralelas, lo que indica que el flujo de agua para la humidificación compensará el aumento de temperatura debido al calentamiento solar de la pared, manteniendo un número de Nusselt en comparación con el obtenido con el flujo de aire seco.

Las gotas de agua contribuyen a una gran diferencia de temperatura para aumentar el número de Nusselt durante el invierno debido al mayor calor latente de vaporización h_{fg} . Por eso, la línea punteada se separa de la línea sólida para números de Reynolds altos.

Los resultados de la Fig. 39 se utilizan para establecer una relación de regresión potencia de los efectos de energía térmica del enfriamiento evaporativo como función de la condición dinámica en la torre de viento, de la forma:

$$N_{uhumid} = BR_{e_{outlet}}^n \quad (38)$$

y una $N_{dyr-air}$ (39) para el flujo de aire seco como:

$$N_{dyr-air} = BR_{e_{outlet}}^n \quad (39)$$

donde el coeficiente de determinación R^2 se indica a continuación.

Para cuantificar el efecto de la humidificación en el rendimiento térmico del sistema torre de viento-habitación durante la operación invernal y veraniega, se obtuvieron funciones analíticas utilizando los datos experimentales para las líneas punteadas y sólidas de la Fig. 34, presentadas en la Tabla 11. El exponente n representa la pendiente, mientras que el coeficiente B corresponde a la ordenada al origen. Las Ecs. (38) y (39) pueden ayudar en el diseño de un sistema de torre de viento-edificio asistido con humidificación evaporativa o que opere con aire seco. Los parámetros de las ecuaciones se proporcionan en la misma tabla en caso de que se conozca la velocidad del flujo de aire en la entrada de la torre de viento.

Tabla 11. Parámetros de correlación $Nu-Re$ para diferentes fluidos y estaciones, en función de la Números Re de salida y entrada del edificio de la torre de viento.

Condición de flujo: Re_{salida}						
	Invierno			Verano		
Ecuación	B	n	R^2	B	n	R^2
$Nu_{húmedo}$ (36)	0.0236	0.9426	0.9989	0.1565	0.6942	0.9903
Nu_{seco} (37)	0.0289	0.8424	0.9734	0.0035	1.0067	0.9529
Condición de flujo: $Re_{entrada}$						
	Invierno			Verano		
Ecuación	B	n	R^2	B	n	R^2
$Nu_{húmedo}$ (38)	0.0107	0.9891	0.9409	0.2941	0.5979	0.9832
Nu_{seco} (39)	0.3174	0.5673	0.8866	0.0081	0.8737	0.9583

Por lo tanto, ahora está claro que la torre de viento- habitación funciona como un sistema de intercambio de calor, donde el fluido que circula intercambia energía con una fuente externa, la radiación solar, representada por la pared de salida del

intercambiador de calor. La correlación Nu vs. Re expresada por las Ecs. (38) y (39) se desarrolla experimentalmente, como se demostró anteriormente. Esta correlación puede ser adecuada para un sistema de torre de viento de tamaño real, siempre que se consideren las condiciones analizadas aquí, como una dirección predominante del viento en el rango $u_{inlet} = 1.3\text{--}2.5$ m/s; una torre de viento con una altura en el rango de 7 m; un edificio de una sola habitación; una pared de salida que recibe radiación solar para aumentar su temperatura del orden de 40 °C; y un dispositivo de aspersión de gotas de agua de pequeña capacidad en el rango de $\dot{m}=0.4$ l/min.

Las correlaciones del número de Nusselt en la literatura involucran la dependencia tanto del número de Reynolds como del número de Prandtl, Pr , como $Nu=f(Re,Pr)$ [Alfonso et al (2003)]. La relación se vuelve más compleja al introducir el número de Prandtl porque depende del fluido de convección y de la temperatura. Por esta razón, la mayoría de las investigaciones tienden a reducir la dificultad al asumir un número de Prandtl fijo en la expresión:

$$Nu = x_1 Re^{x_2} Pr^{x_3} \quad (40)$$

donde los valores de x_1 y x_2 dependen del diseño específico de los intercambiadores de calor y x_3 del fluido utilizado para intercambiar calor a través de la convección, los cuales se determinan experimentalmente [Incropera, (1990), White, (1998) y Kumari et al., (2010)]. Los constantes y exponentes en la Ec. (40) para las correlaciones de Nusselt en intercambiadores de calor sobre fluidos no newtonianos empleados por Alfonso et al. (2003), discutidos por Muthamizhi et al., (2015), y aire-agua [Mulley et al., (2000) y Ciesliski et al., (2016)] se incluyen en la Tabla 12 para comparación con la correlación de Nusselt desarrollada en este trabajo. Hasta donde se sabe, no se ha informado en la literatura sobre una correlación del tipo de la Ec. (40) para el sistema Torre de viento – Habitación-Intercambiador de Calor.

Tabla 12. Datos de correlación Nu-Re para diferentes fluidos, Ecuación (38).

Fluido	x_1	x_2	x_3	Referencia
Aire	0.11136	0.728 (+)	1/3 (++),	[Mulley et al., 2000; Ciesliski et al., 2016]
No newtoniano	1.759	0.455	1/3	[Alfonso et al., 2003; Muthamizhi et al., 2015]
Aire seco	0.054	0.8424	1/3	Este trabajo
Aire húmedo	0.0254	0.9326	1/3	Este trabajo

Reyes et al., (2013) presentaron una simulación numérica para el mismo modelo de torre de viento-habitación, operando con aire seco, donde se analizó el número de Nusselt. Su análisis numérico indica un buen acuerdo con los resultados experimentales obtenidos en este trabajo. La sección de las paredes laterales de la torre de viento se caracteriza por un intercambio de calor del orden de un 20 a 30 para una velocidad de entrada $u_{inlet} = 1.27$ m/s.

Se observa en las Figs.41 y 42 la humidificación del aire tiene un efecto dinámico térmico combinado en el rendimiento de la torre de viento-habitación, influenciado más por las condiciones climáticas en invierno. La comparación de los sistemas permite calcular una mejora en la transferencia de calor con la humidificación del 89.5% para la primera condición del número de Reynolds; el efecto aumenta al 111% para la siguiente condición y finalmente llega al 172% para el mayor número de Reynolds probado, como se muestra en la Fig. 41, que presenta barras para resaltar el efecto de la pulverización de gotas de agua en el sistema. Durante el verano, el efecto es moderadamente inverso, comenzando con una mejora del 153% con la humidificación a bajo número de Reynolds y luego disminuyendo al 99.4% para números de Reynolds altos, como se indica en la Fig. 42.

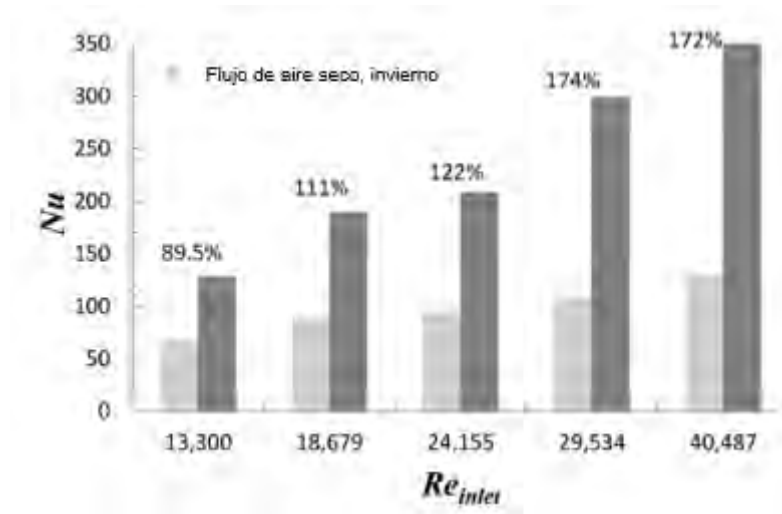


Figura 41. Efecto comparativo de la energía térmica para un edificio con torre de viento mejorado con un sistema de humidificación sobre una torre de viento de aire seco, en invierno.

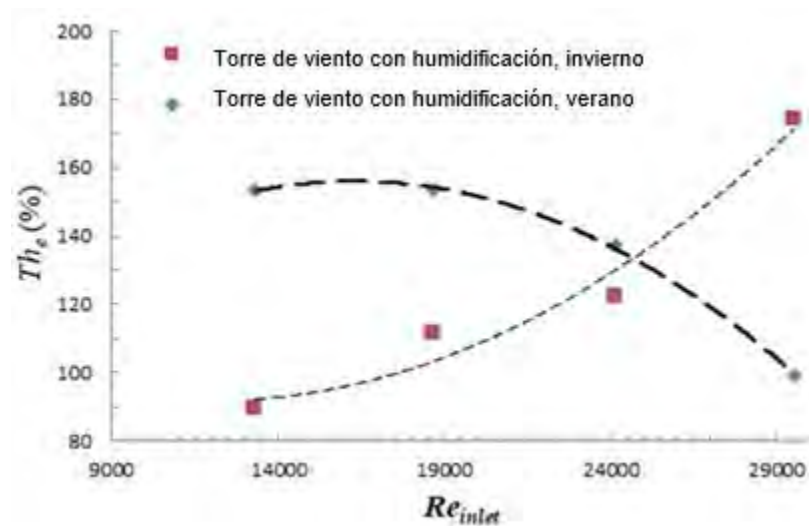


Figura 42. Aumento de la energía térmica debido a la humidificación de la torre de viento en función del número Re de entrada de la torre de viento; efecto del invierno y del verano.

$$Th_e = \frac{Nu_{moist} - Nu_{dry}}{Nu_{dry}} \times 100 \quad (41)$$

La Ec.(41) se utiliza para evaluar el sistema de humidificación sobre el aire seco e indica que es necesario calcular el número de Nusselt tanto para las condiciones de aire seco como húmedo en una torre de viento, lo cual se puede realizar utilizando

las Ecuaciones (38) y (39) si se conoce la condición del número de Reynolds de entrada o salida.

La efectividad térmica Th_e en la torre de viento se presenta en la Fig. 42 en función del número de Reynolds de entrada, basado en los resultados obtenidos para las operaciones de invierno y verano. Esto resalta la importancia de la condición de entrada de la torre de viento.

Como se muestra con la línea más delgada, la efectividad térmica de una torre de viento crece suavemente debido a la humidificación en todo el rango del número de Reynolds durante el invierno, gracias a las condiciones ambientales de temperatura del aire y humedad relativa. Por el contrario, la Fig. 41 muestra una disminución de la efectividad térmica durante la operación en verano, especialmente a altas temperaturas ambientales del aire y números de Reynolds elevados. La influencia de la condición dinámica en la entrada, dada por el número de Reynolds, es notable, mientras que la efectividad térmica Th_e puede mejorarse suministrando un mayor flujo de gotas de agua.

Por lo tanto, vale la pena establecer una relación entre la condición dinámica de entrada de la torre de viento y la efectividad, incorporando un sistema de enfriamiento por humidificación, como sigue:

$$Th_e = 3 \times 10^{-2} Re_{inlet} - 0.0062 Re_{inlet} + 128.56 \quad (\text{invierno}) \quad (42)$$

$$Th_e = 3 \times 10^{-2} Re_{inlet} - 0.0105 Re_{inlet} + 70.469 \quad (\text{verano}) \quad (43)$$

Con los coeficientes de determinación $R^2=0.9635$ y $R^2=0.999$ respectivamente.

Es importante señalar que las torres de viento tradicionales generalmente operan con aire seco, lo que aumenta el momento del aire interior debido a diferencias de presión. Este mecanismo genera comodidad térmica a través de una ventilación efectiva dentro del edificio. La capacidad de la torre de viento para proporcionar una ventilación adecuada y un intercambio de aire debe cumplir con los estándares de ASHRAE, como se ha demostrado en la literatura anterior.

En contraste, la efectividad mejorada de las torres de viento equipadas con enfriamiento por humidificación aprovecha tanto el momento del flujo de aire entrante como el calor sensible del aire seco para facilitar la evaporación de las gotas de agua. Este proceso actúa como una forma de conversión de energía. Los hallazgos de este estudio indican que el confort térmico interior puede mejorarse significativamente mediante la humidificación con gotas de agua, logrando reducciones de temperatura de hasta tres grados.

Por lo tanto, las Ecs. (42) y (43) ofrecen directrices prácticas para el diseño de torres de viento, enfatizando la efectividad térmica de la humidificación con gotas de agua como una estrategia para mejorar el rendimiento general de la torre de viento. Este enfoque no solo cumple con los requisitos de ventilación, sino que también contribuye a niveles de confort en el interior mejorados en comparación con las torres de viento sin humidificación.

5.1.7 Efecto de la humidificación del aire de en la torre de viento en el confort térmico

Los resultados obtenidos se analizaron para determinar el efecto de la humidificación del aire en las torres de viento, tanto en invierno como en verano, sobre la comodidad térmica en comparación con la operación con aire seco. Se utilizó un diagrama bioclimático de Olgyay para establecer los requisitos específicos para cada condición de entrada y salida, con el fin de lograr el confort térmico. Por lo tanto, se graficaron los datos de temperatura y humedad relativa correspondientes a las condiciones de entrada y al interior de la habitación (salida) en el diagrama, como se muestra en la Fig. 43.

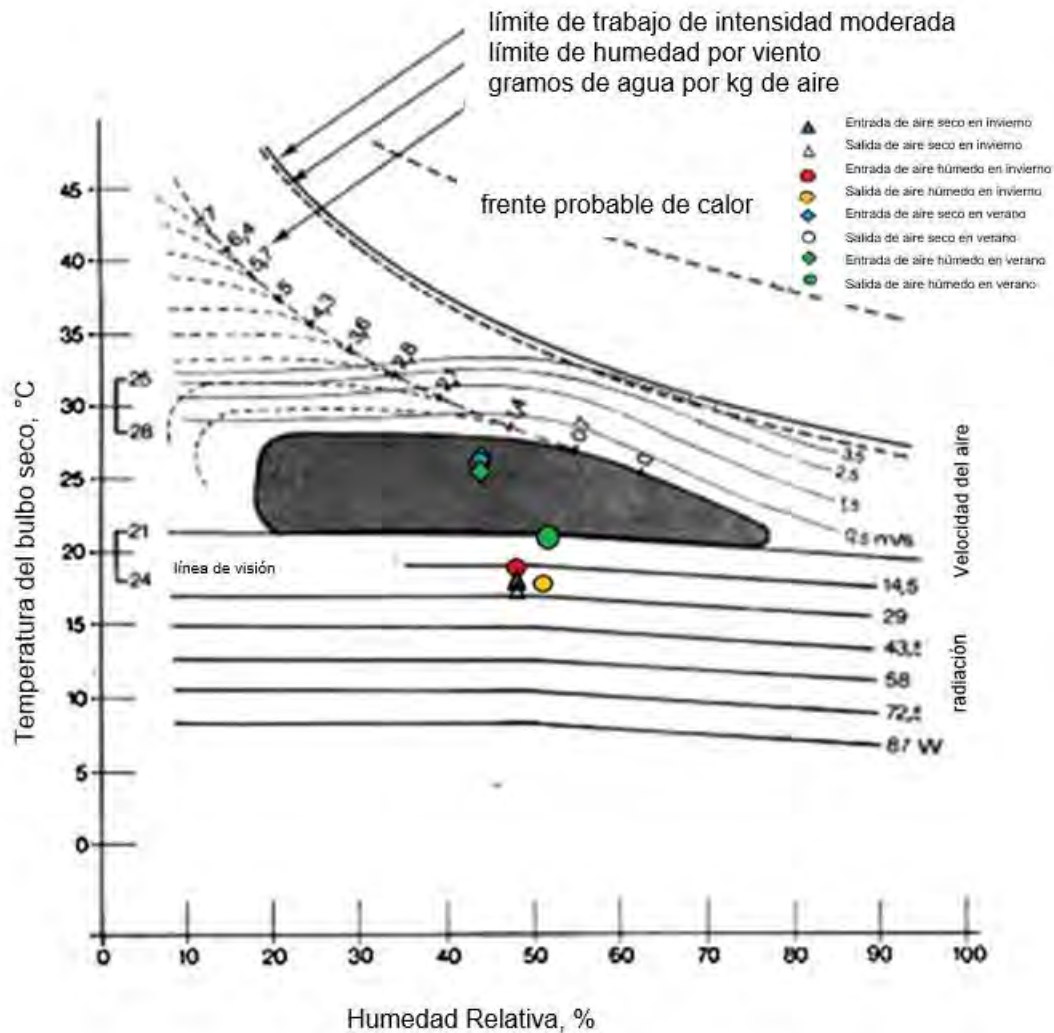


Figura 43. Diagrama de Confort Térmico de Olgyay con los resultados del estudio experimental para verano e invierno con y sin humificación del aire en la entrada de la torre de viento.

Como se observa en esta figura, las condiciones climáticas invernales (entrada) de operación con aire seco se sitúan al sur de la zona de confort térmico, en la zona de radiación. Una vez en la salida de la habitación, las condiciones de temperatura y humedad relativa no mejoran, lo que indica que es necesario calentar para alcanzar el confort térmico. La operación de la torre de viento con aire húmedo en invierno también se encuentra en la misma región, con un ligero aumento de la humedad relativa, como se muestra en los círculos rojos y amarillos. En verano, la situación es diferente, ya que la operación con aire seco en la entrada indica confort

térmico tanto en la entrada como en la salida. En cambio, la operación con aire húmedo en verano en la entrada muestra confort térmico, mientras que la salida indica que se sitúa en el límite sur de la zona de confort. Como se ha observado, el enfriamiento mediante humidificación del aire tiene sentido en verano solo para las condiciones climáticas bajo estudio.

Para que una torre de viento sea efectiva en proporcionar confort térmico, deben aplicarse condiciones específicas. El confort térmico puede expresarse mediante los efectos combinados del aumento de velocidad, la reducción de temperatura y la disminución de la humedad relativa desde las condiciones de entrada hasta las condiciones interiores de la habitación, de la siguiente manera:

$$comf_{Th} = \left(\frac{u_{outlet} - u_{inlet}}{u_{inlet}} \right) + \left(\frac{T_{inlet} - T_{outlet}}{T_{outlet}} \right) + \left(\frac{H_{inlet} - H_{outlet}}{H_{inlet}} \right) \quad (44)$$

Después del análisis de los resultados a través del diagrama de Olgyay de la Fig. 43 y lo que indica la Ecuación (19), se deduce que el enfriamiento evaporativo es efectivo en regiones secas y calurosas. Además, en la aplicación de humidificación del aire, un diseño cuidadoso debe garantizar un límite de humidificación en la corriente de aire que ingresa al interior de la habitación, evitando la saturación (alrededor del 80%), ya que de lo contrario se pueden generar niveles de humedad incómodos. La combinación de altas temperaturas y humedad provoca una falta de confort, lo que requiere un secado para mejorar las condiciones interiores.

Los resultados de confort térmico mostrados en la última columna de la Tabla 13 indican que la humedad relativa desempeña un papel significativo en el enfoque de humidificación del aire. En cambio, en el sistema de aire seco, el confort térmico se basa únicamente en un aumento del 30% en la velocidad del aire. Los resultados actuales indican que se obtuvo un 12.4% de confort térmico con humidificación del aire en verano y un 16.4% con operación de aire seco. Este resultado se atribuye a la influencia de la humedad relativa, que aumentó un 7.4% debido a un intercambio de calor latente/sensible de gotas de agua bajo, lo que produjo una reducción de la temperatura del aire de 3 °C. Los resultados fueron mejores en invierno, alcanzando hasta un 21.7% de confort térmico. Esto se explica porque la temperatura de la

pared de salida a 40 °C proporcionó el calentamiento necesario en invierno, como se discutió anteriormente con el diagrama de Olgyay. En contraste, con la operación de aire seco de la torre de viento, se obtuvo un 16.4% de confort térmico en verano y un 24.9% en invierno. La diferencia se atribuye en gran medida a las condiciones invernales y a la mejor efectividad de transferencia de calor de la torre de viento.

Tabla 13. Resultados de confort térmico de las Torres de viento.

experimento	entrada			Interior de la habitación (salida)			$comf_{Th}$	
	u_{inlet} (m/s)	T_{inlet} (°C)	Hr_{inlet} (%)	u_{outlet} (m/s)	T_{outlet} (°C)	Hr_{outlet} (%)	Muestra (%)	Promedio (%)
Invierno (muestra)								
Flujo de aire seco	1.36	18.7	48.9	1.85	19.4	48.9	37.4	24.9
Flujo de aire húmedo	1.36	19.5	48.9	1.67	18.8	50.4	21.2	21.7
Verano (muestra)								
Flujo de aire seco	1.36	26.7	42.4	1.6	26.1	42.4	19.9	16.4
Flujo de aire húmedo	1.36	25.7	42.4	1.6	22.2	49.8	13.8	12.4

Capítulo 6

6 Estudio CFD y validación

Se replicó en ANSYS Fluent el modelo físico experimental, sistema T-H-IC a escala 1:16, incluyendo geometría, condiciones de frontera y propiedades del flujo.

Las características principales del sistema son:

- Torre rectangular con doble ventana (barlovento, sotavento),
- Habitación acoplada con ventana de salida de aire,
- Intercambiador de calor en la pared con ventana de salida,
- Atomizador para inyección de gotas de agua en la entrada de la torre.

6.1 Estudio CDF

La simulación CFD tiene como objetivo analizar detalladamente los campos de velocidad del aire, de distribución de humedad y de temperatura en las secciones donde se realizaron las mediciones experimentales, para de esta manera validar la metodología numérica mediante comparación con los datos experimentales.

6.1.1 Ecuaciones gobernantes

Para establecer las ecuaciones que rigen el problema bajo estudio, se establecen las siguientes consideraciones:

- Fluido newtoniano: El aire satisface esta condición al presentar una relación lineal entre el tensor de esfuerzos y el tensor de deformación.
- Flujo tridimensional en coordenadas cartesianas: Debido a la geometría rectangular y tridimensional del modelo torre-habitación.

- Estado permanente: Se asume flujo estacionario para representar condiciones cuasi-estables bajo distintos escenarios climatológicos.
- Fuerza de gravedad: Se consideró el efecto gravitacional para modelar la convección natural dentro de la habitación.
- Flujo incompresible: Válido bajo la aproximación de Boussinesq, dada la pequeña variación de densidad.
- Aproximación de Boussinesq: Se consideró la variación de densidad como función de la temperatura solamente en el término de fuerzas de cuerpo:
- Disipación viscosa despreciable: No se considera por tratarse de un flujo a baja velocidad y viscosidad.

Las ecuaciones promediadas de Navier-Stokes (RANS), junto con la ecuación de conservación de la energía, definen el comportamiento del sistema (capítulo 2):

- Continuidad
- Cantidad de movimiento
- Energía
- Modelo de turbulencia: Se utilizó el modelo k- ϵ realizable, adecuado para flujos termo-hidráulicos confinados (Reyes et al., 2015).

6.1.2 Configuración del modelo en ANSYS Fluent

Para la simulación:

- Se empleó un mallado tetraédrico no estructurado, con refinamiento en regiones de gradiente elevado.
- El mallado tetraédrico consistió de 5 millones de nodos (Fig. 44) de 10 cm, adecuado por su equilibrio entre precisión y costo computacional.
- Se utilizó el algoritmo SIMPLEC para el acoplamiento presión-velocidad.
- Las ecuaciones se resolvieron con esquemas de segundo orden y un criterio de convergencia de 1×10^{-6} .
- Se aplicó un modelo de fase discreta (DPM) para simular la inyección de gotas con propiedades específicas (diámetro, temperatura, cantidad).

- Se implementó un modelo multicomponente para la fase de aire (O_2 , N_2 , H_2O).

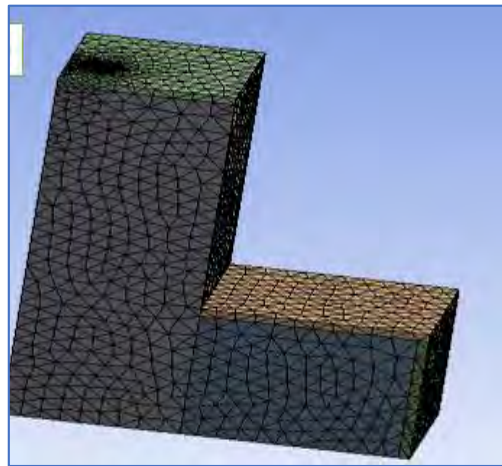


Figura 44. Mallado del modelo T-H-I

A continuación, se presentan los campos de temperatura, de vectores de velocidad y de humedad relativa obtenidos de la simulación numérica del sistema T-H-IC. Las líneas de corriente y los vectores de velocidad representan la trayectoria del flujo de aire en el interior de la habitación (Fig. 44). Se observa que el flujo de aire ingresa a través de la ventana de captación de la torre de viento, donde se acelera al ser canalizado hacia el interior del canal de captación como consecuencia de la reducción del área transversal al flujo y al chocar contra la pared de captación, que está diseñada para optimizar la dirección del flujo.

Una vez dentro de la habitación, el flujo se entra a la torre de viento como una corriente. La primera corriente, de mayor intensidad, se desplaza desde la torre hacia la ventana de la habitación renovando el aire interior. Esta corriente principal está diseñada para maximizar el intercambio de calor y humedad, contribuyendo al confort térmico de los ocupantes.

La segunda corriente, de menor intensidad, se dirige hacia la ventana opuesta de la torre de viento, facilitando la salida del aire más caliente en la parte alta de la habitación. Esta dinámica de flujo permite una circulación eficiente del aire,

asegurando que la habitación mantenga condiciones óptimas de confort térmico. Además, el diseño del sistema favorece un equilibrio entre la entrada y salida de aire, lo que es crucial para mantener la calidad del aire interior y el bienestar de los ocupantes.

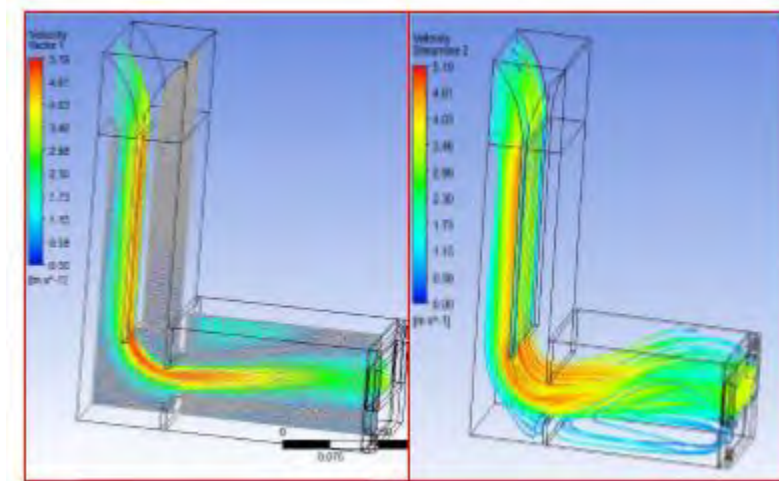


Figura 45. Vectores de velocidad y líneas de corriente.

Lo mismo se observa en los patrones de flujo correspondientes velocidad de entrada utilizadas en el experimento.

En la Fig. 45 se presentan los campos de temperatura sin la aplicación del humidificador. En esta figura se evidencia que la temperatura del aire permanece casi constante en todo el sistema, aunque se registra un ligero cambio al momento en que el aire colisiona con el intercambiador de calor. Esto se debe a que el intercambiador de calor opera a una temperatura más elevada (40 °C), lo que provoca una transferencia de calor hacia el fluido y, por ende, un incremento local en la temperatura del aire en su proximidad. En general, la temperatura del aire se incrementa 2 °C en el interior del sistema, en relación con la temperatura de entrada.

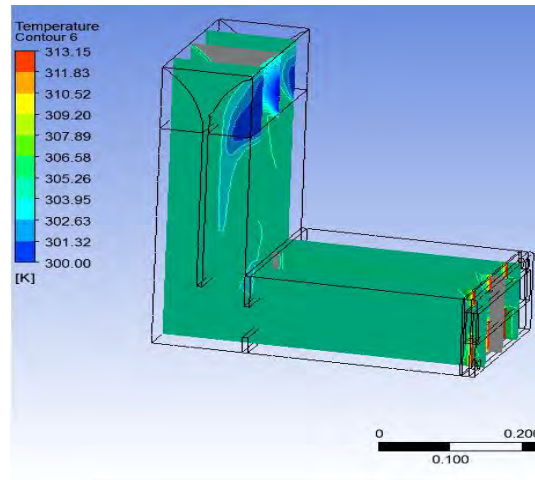


Figura 46. Campo de temperatura para el caso sin humidificación del aire

Posteriormente se aplicó la humidificación al sistema torre-habitacion-intercambiador de calor (T-H-IC) con el objetivo de observar el comportamiento térmico del aire al entrar en contacto con las gotas de agua. Esta intervención permite evaluar cómo la humidificación afecta las propiedades térmicas del aire, facilitando un mejor intercambio de calor y humedad. Al introducir las gotas de agua en el flujo de aire, se espera que se produzca un enfriamiento evaporativo, lo que puede contribuir a mejorar el confort térmico en el interior del espacio. Esta dinámica también se analiza en términos de su impacto en la distribución de temperatura y la velocidad del aire, proporcionando información valiosa para optimizar el diseño del sistema.

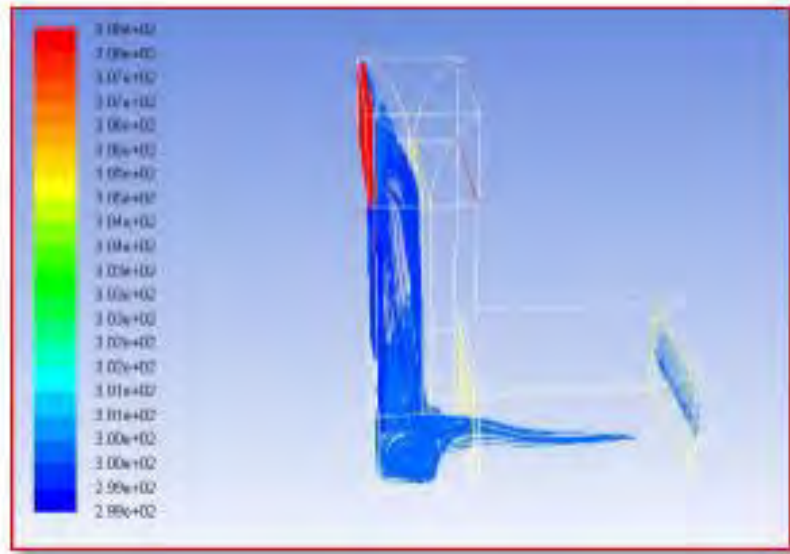


Figura 47.. Campo de temperatura con humidificación

Al comparar las Figs. 46 y 47, se observa una diferencia significativa en la temperatura del aire en el interior de la torre de viento. Esta variación se debe a que, al aplicar la humidificación, la temperatura de entrada del aire disminuye aproximadamente 7 °C. Este enfriamiento es resultado del efecto del enfriamiento evaporativo, donde la adición de humedad al flujo de aire facilita una mayor transferencia de calor, permitiendo que el aire se enfríe antes de ingresar al espacio interior. Esta reducción en la temperatura de entrada es crucial para mejorar las condiciones térmicas en la habitación, lo que puede resultar en un mayor confort para los ocupantes.

6.2 Validación

Esta sección tiene como objetivo validar el modelo CFD utilizado para simular el comportamiento térmico del sistema torre-habitación-intercambiador de calor (T-H-IC). Para ello, se comparan las temperaturas simuladas (numéricas) con las

temperaturas obtenidas en las pruebas experimentales, específicamente en los puntos T₃, T₅ y T₇ (ver Tablas 14 y 15), bajo cuatro condiciones climáticas:

- Verano aire seco
- Invierno aire seco
- Verano aire húmedo
- Invierno aire húmedo

La Tabla 14 muestra las temperaturas experimentales y simuladas en los tres puntos (T₃, T₅ y T₇) y el porcentaje de error relativo, que se calcula como:

$$\%error = \left(\frac{T_{Exp} - T_{Num}}{T_{Exp}} \right) \times 100 \quad (45)$$

Esto permite evaluar qué tan bien el modelo numérico reproduce el comportamiento real del sistema.

- En todos los casos, el error es inferior al 9%, lo que indica una alta confiabilidad del modelo numérico.
- Errores más bajos (<6%) se observan en condiciones secas, donde el intercambio de calor es predominantemente sensible.
- En condiciones húmedas, los errores aumentan ligeramente debido a la inclusión del efecto evaporativo, lo cual añade complejidad al modelo matemático.

Tabla 14 Tabla de Comparación de Resultados Experimentales y Numéricos para T₃, T₅ y T₇ (Ver Fig. 23)

Condición	T ₃ (Exp.) °C	T ₃ (Num.) °C	% Error T ₃	T ₅ (Exp.) °C	T ₅ (Num.) °C	% Error T ₅	T ₇ (Exp.) °C	T ₇ (Num.) °C	% Error T ₇
Verano aire seco	32.5	31.2	4.0	33.4	31.9	4.5	33.9	31.7	6.5
Invierno aire seco	29.2	27.5	5.8	30.1	28.0	7.0	30.7	28.3	7.8
Verano aire húmedo	31.3	29.1	7.0	32.1	29.5	8.1	32.6	30.0	8.0
Invierno aire húmedo	29.4	27.3	7.1	30.2	28.1	6.9	30.7	28.3	7.8

La Tabla 14 también presenta una comparación cuantitativa entre los resultados experimentales y los resultados obtenidos a partir del modelo CFD para las temperaturas medidas en los puntos T_3 , T_5 y T_7 bajo cuatro condiciones climáticas distintas. Los valores simulados muestran una buena concordancia con los datos experimentales, manteniendo un porcentaje de error menor al 9% en todos los casos.

Condiciones secas presentan los errores más bajos, lo cual sugiere mayor precisión en la simulación de fenómenos de convección sin interacción con humedad. Condiciones húmedas, con enfriamiento evaporativo, muestran errores ligeramente mayores, aunque aceptables.

La Tabla 15 compara las velocidades, temperaturas y humedades relativas de salida medidas experimentalmente y simuladas numéricamente bajo cuatro condiciones climáticas distintas. Como se observa, los porcentajes de error obtenidos para los tres parámetros evaluados (velocidad, temperatura y humedad relativa) se mantuvieron en todos los casos por debajo del 9%, lo cual valida la buena aproximación del modelo CFD utilizado. Los errores más bajos se observan en general en condiciones secas, especialmente durante el invierno, lo que indica que el modelo simula con mayor exactitud las condiciones sin la intervención del efecto evaporativo. Las condiciones húmedas, particularmente en verano, presentan errores ligeramente mayores debido al comportamiento complejo del enfriamiento evaporativo.

Tabla 15 Comparación de las velocidades, temperaturas y humedades relativas de salida medidas experimentalmente y simuladas numéricamente.

	Condiciones de entrada			Resultados Experimentales			Resultados Numéricos			Cálculo de Errores		
				Interior de la habitación								
Condición	U _{inlet} (m/s)	T _{inlet} (°C)	HR _{inlet} (%)	U _{outlet} (Exp) (m/s)	T _{outlet} (Exp) (°C)	HR _{outlet} (Exp) (%)	U _{outlet} (Num) m/s)	T _{outlet} (Num) (°C)	HR _{outlet} (Num) (%)	%Error U _{outlet}	%Error T _{outlet}	%Error HR _{outlet}
Invierno												
Flujo de aire seco	1.36	18.70	48.90	1.85	19.40	48.90	1.76	18.80	48.10	4.86	3.09	1.64
Flujo de aire húmedo	1.36	19.50	48.90	1.67	18.80	50.40	1.57	18.10	49.70	5.99	3.72	1.39
Verano												
Flujo de aire seco	1.36	26.70	42.40	1.60	26.10	42.40	1.54	25.20	41.20	3.75	3.45	2.83
Flujo de aire húmedo	1.36	25.70	42.40	1.60	22.20	49.80	1.50	21.00	48.30	6.25	5.41	3.01

Con base en los resultados obtenidos, tanto en el análisis experimental como en las simulaciones numéricas, se concluye que el modelo T-H-IC (Torre-Habitación-Intercambiador de Calor) presenta un desempeño adecuado y consistente. Las diferencias entre los valores simulados y los medidos experimentalmente se mantuvieron por debajo del 9% en todos los parámetros analizados (velocidad, temperatura, humedad relativa) lo que respalda la validez del modelo numérico implementado en ANSYS Fluent.

Estos resultados confirman que el modelo desarrollado reproduce fielmente el comportamiento termo-higrométrico del sistema, permitiendo su uso para la predicción, optimización y diseño de estrategias pasivas de climatización en regiones con condiciones climáticas similares a las del norte de México. Por tanto, se concluye que la metodología aplicada es válida y podría aplicarse con confiabilidad y en estudios futuros.

Capítulo 7

7 Conclusiones y recomendaciones

7.1 Conclusiones generales

El estudio teórico–numérico–experimental demostró que la humidificación del aire mejora significativamente la efectividad térmica de la torre de viento (TV), alcanzando incrementos de hasta 124.2% en invierno y 135.8% en verano respecto al aire seco. Esta mejora estuvo condicionada por la temperatura y la humedad relativa del ambiente exterior.

El confort térmico interior se optimizó mediante humidificación, con reducciones de temperatura de la habitación de hasta 3 °C. Sin embargo, se observó que en verano el aire húmedo fue menos favorable que el aire seco en términos de confort porcentual, debido a la interacción entre la humedad relativa y el calentamiento solar.

La efectividad térmica dependió directamente del número de Reynolds (Re), estableciéndose una correlación $Nu-Re$ que permite caracterizar el desempeño de la torre bajo diferentes condiciones. Esta correlación constituye una referencia de utilidad práctica para el diseño de torres de viento con estrategias de humidificación, considerando la variación estacional de la temperatura y la humedad.

La radiación solar sobre la pared de salida tuvo un papel dual en el comportamiento térmico de la torre: en invierno aportó calor útil que favoreció alcanzar condiciones de confort, mientras que en verano redujo la efectividad de la humidificación, al incrementar la temperatura del flujo de aire interior.

El análisis numérico reprodujo de manera consistente las tendencias experimentales, con diferencias promedio menores al 9%, validando el modelo CFD

como herramienta predictiva confiable para el estudio de transferencia de calor y masa en este tipo de sistemas.

El uso de humidificación mediante aspersión de gotas de agua se confirma como una estrategia viable para climas áridos y semiáridos, aunque requiere una gestión cuidadosa de los recursos hídricos para garantizar su sustentabilidad.

En conjunto, la investigación aporta una alternativa tecnológica pasiva e híbrida que responde a necesidades reales de confort térmico en zonas con estrés térmico estacional. Asimismo, ofrece un marco metodológico que puede ser replicado o adaptado a otros contextos geográficos con características climáticas similares, consolidando la viabilidad de las torres de viento con humidificación como solución sustentable en la arquitectura bioclimática.

7.2 Recomendaciones

Realizar el experimento con aire más caliente a la entrada de la torre de viento para reproducir las temperaturas más elevadas de Monterrey N.L.

Considerar en el experimento calentamiento solar en el techo de la habitación.

Ampliar el intervalo de velocidades de viento a la entrada de la torre en el túnel de viento.

Realizar el experimento en temporada de aire seco.

Aplicar la correlación $Nu-Re$ que se obtuvo en este trabajo para obtener alta efectividad térmica en torres con humidificación.

Determinar el efecto de la humidificación del aire en la casa de interés social modelada por Reyes (2015).

8 Referencias

Aflaki, A., Mahyuddin, N., Mahmoud, Z. A. C., & Baharum, M. R. (2015). A review on natural ventilation applications through building façade components and ventilation openings in tropical climates. *Energy and Buildings*, 101, 153–162.

Ahmad, K., Hassan, A. S., & Ossen, D. R. (2014). Evaluating the thermal effects of a ventilated double glazed facade for building applications in hot and humid climate of Malaysia. *Energy and Buildings*, 68, 354–361.

Ahmadian Hosseini, A. J., Ghodrat, M., Hosseini, S. H., Golparvar, B., Calautit, J. K., & Ahmadi, G. (2020). CFD study of evaporative cooling system integrated to a windcatcher. 22nd Australasian Fluid Mechanics Conference. <https://doi.org/10.14264/3990f29>

Azam, M., Calautit, J. K., & Hughes, B. R. (2018). A study on combined evaporative cooling techniques in a wind tower for hot climate. *Sustainable Cities and Society*, 41, 525–536. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.06.030>

Bahadori, M. N. (1978, febrero). Passive cooling systems in Iranian architecture. *Scientific American*, **238**(2), 144–154.

<https://doi.org/10.1038/scientificamerican0278-144>

Bahadori M. N. (1994). Windcatcher and its evolution: Design and application. *Journal of Architectural Science*, 15(2), 123–134.

Bahadori, M. N. (2008). Advances in windcatcher technology: Cooling efficiency and environmental impact. *Energy and Buildings*, 40(9), 1820–1830. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.02.011>

Bahadori, M. N. (2014). An overview of windcatcher technology in traditional Iranian architecture. *International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR)*, 2(10), 99–102.

Baharvand, M., Zomorodian, Z. S., Tahsildoost, M., & Mora, L. (2021). Energy and exergy analysis of different passive strategies for a residential building in various climates of Iran. *Journal of Building Engineering*, 44, 102961.

Badran, A. A. (2003). Experimental study of the performance of a modified design of a wind tower. *Energy Conversion and Management*, 44(5), 737–750.
[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00094-3](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00094-3)

Barbosa, R. P., Gaspar, A. R., & Quintela, D. A. (2014). Natural ventilation in buildings: Critical pressure coefficients for buoyancy and wind driven flow. *Energy and Buildings*, 76, 89–96.

Bouchahm, A., Mozaffari, H., & Nematollahi, M. (2011). Thermal performance and airflow analysis of wind towers in hot arid climates: A numerical and experimental study. *Energy and Buildings*, 43(11), 3354–3365.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.08.007>

Calautit, J. K., & Hughes, B. R. (2014). Wind tunnel and CFD study of the natural ventilation performance of a commercial multi-directional wind tower. *Building and Environment*, 80, 71–83.

Calautit, J. K., Chaudhry, H. N., Hughes, B. R., & Ghani, S. A. (2013). Comparison between evaporative cooling and a heat pipe assisted thermal loop for a commercial wind tower in hot and dry climatic conditions. *Applied Energy*, 112, 576–586. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.01.061>

Calautit, J. K., Chaudhry, H. N., Hughes, B. R., & Sim, L. F. (2015). A wind tunnel-based investigation of the performance of an integrated passive ventilation

system. Energy and Buildings, 84, 367–377.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.08.036>

Calautit, J. K., Hughes, B. R. (2014). A passive cooling wind catcher system for hot and humid climates. Environmental Design and Urban Planning, 167(4), 197–210. <https://doi.org/10.1680/ener.13.00033>

Carreto, F., Martínez, P., & López, R. (2024). Optimización de sistemas de ventilación pasiva con humidificación en climas cálidos secos. [Tesis de Maestría, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)].

Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). Heat and mass transfer: Fundamentals and applications (5th ed.). McGraw-Hill Education.

Chaudhry, H. N., Calautit, J. K., & Hughes, B. R. (2015). Computational analysis of passive cooling techniques for enhanced thermal comfort: A case study of traditional and modern building designs in Baghdad, Iraq. Energy and Buildings, 102, 117–131. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.05.007>

Chenari, B., Dias Carrilho, J., & Gameiro da Silva, M. (2016). Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 59, 1426–1447. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.074>

Coch, H. (1998). Bioclimatism in vernacular architecture. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2(1–2), 67–87.

Cunningham, W.A., & Thompson, T.L. (1986). Passive cooling of buildings. McGraw-Hill Book Company.

Da Silva, M. A. (2005). The integration of solar technology in wind towers: A new approach for passive cooling. *Renewable Energy*, 30(2), 241–246. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.07.005>

Dehghani-sanij, A. R., Soltani, M., & Raahemifar, K. (2015). A review of windcatcher technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 745–758. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.072>

El-Shorbagy, A. M. (2010). Design with nature: Windcatcher as a paradigm of natural ventilation device in buildings. *International Journal of Civil & Environmental Engineering IJCEE-IJENS*, 10(4), 21–26.

Elmualim, A. A. (2013). Passive design for natural ventilation: Wind tower. *Renewable Energy & the Environment Journal*, 9(2), 112–119.

Elsarrag, E. (2006). Wind tower performance in the Gulf region. *Energy and Buildings*, 38(3), 220–232.

Erell, E., Pearlmutter, D., & Etzion, Y. (2008). The effects of high-mass construction on thermal performance of buildings. *Energy and Buildings*, 40(3), 255–265.

Fahmy, M., Sharples, S., & Awbi, H. (2010). Passive and hybrid downdraught evaporative cooling: The state-of-the-art. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 5(2), 156–164. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctq007>

Fadli, F., & Al Atabi, M. (2009). Analysis of the performance of wind catchers using computational fluid dynamics (CFD). *The 23rd Conference on Hydraulics and Hydraulics Engineering*, Malaysia.

Fluent Inc. (2006). *Fluent 6.3 User's Guide*.

Flores Salas, J. (2013). Evaluación experimental y numérica del desempeño de torres de viento en condiciones climáticas cálidas. [*Tesis de Maestría, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)*].

Francisco-Hernández, A. (2021). *Estudio del efecto de una torre de viento con humidificación y un sistema de aprovechamiento de fluido geotérmico de baja entalpía sobre el confort térmico de una casa habitación* (Tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Tecnológico Nacional de México.

Ghaebi, H., & Abbaspour, M. (2022). Energy and exergy analyses of windcatcher-integrated evaporative cooling systems: Recent advances and future trends. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 49, 101731.

Gou, Z., & Lau, S. S. Y. (2012). Contextual passive design for high-rise residential buildings in Hong Kong. *Energy and Buildings*, 55, 224–233.

Hashemi, A., Fayaz, R., & Sarshar, M. (2012). Natural ventilation systems in sustainable and energy efficient architecture: A comparative study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(3), 1339–1350. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.09.009>

Hejazi, M., & Saradj, F. M. (2014). Classification of windcatchers and the effect of shape on their performance. *Frontiers of Architectural Research*, 3(2), 134–145. <https://doi.org/10.1016/j.foar.2014.01.001>

Hezary, S. (2014). Traditional air conditioning systems in Iran. *International Conference on Environmental Quality Concern*, Tehran.

Hosseini, R., & Farhadi, H. (2023). CFD modeling of building integrated with a novel design of a windcatcher system with inclined surfaces and deflectors. *Journal of Building Performance*, 12(1), 44–60.

Hughes, B. R., Calautit, J. K., & Ghani, S. A. (2010). The development of commercial wind towers for natural ventilation: A review. *Applied Energy*, 92, 606–627.

Hughes, B. R., Calautit, J. K., & Ghani, S. A. (2012). The development of commercial wind towers for natural ventilation: A review. *Applied Energy*, 92, 606–627.

Hughes, T., Jones, M., & Raouf, M. (2010). Numerical simulations in environmental engineering: Computational fluid dynamics (CFD) applications. *Journal of Fluid Engineering*, 132(2), 54–67.

Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1990). *Fundamentos de transferencia de calor*. Prentice Hall.

Ionescu, C., Baracu, T., Vlad, G. E., Necula, H., & Badea, A. A. (2015). The historical evolution of the air conditioning systems. *Energy Procedia*, 85, 357–365. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.228>

I.M. Afonso, L. Maia, L.F. Melo, Heat transfer and rheology of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers, *J. Food Eng.* 57 (2003) 179–187.

Jafari, S., & Kalantar, V. (2022). Numerical simulation of natural ventilation with passive cooling by diagonal solar chimneys and windcatcher and water spray system in a hot and dry climate. *Energy and Buildings*, 256, 111714. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111714>

J.T. Cieslinski, A. Fiuk, K. Typinski, B. Siemieniczuk, Heat transfer in plate heat exchanger channels: experimental validation of selected correlation equations, *Arch. Therm.* 37 (3) (2016) 19–29.

Kalantar, K. (2008). Numerical-experimental study of wind towers for building ventilation. *Building and Environment*, 43(9), 1453–1462. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.09.018>

Kalantar, V. (2008). Performance analysis of windcatcher using CFD. *Renewable Energy*, 33(12), 2640–2649.

Kang, Y., Haghighat, F., & Fung, B. (2016). Simulation of windcatcher performance using CFD and experiment. *Energy and Buildings*, 128, 499–508. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.06.082>

Karakatsanis, G.P., Bahadori, M.N., & Vickery, B.J. (1986). Evaluation of pressure coefficients and estimation of airflow rates induced by wind towers. *Building and Environment*, 21(4), 253–256.

Karakatsanis, C., Bahnfleth, W., & Leonard, J. (2016). Wind tunnel evaluation of pressure coefficients for natural ventilation applications. *ASHRAE Transactions*, 122(1), 91–101.

Komijani, Z., Ghazizade, M. J., & Komijani, H. (2015). Investigation of the role of Badgir in optimization of residential buildings energy consumption. *International Journal of Advanced Science and Technology*, 80, 11–18.

Lala, A., & Zain-Ahmed, A. (2011). Windcatchers: Sustainable solutions for ventilation and cooling. *International Conference on Sustainable Architecture and Urban Design*, Malaysia.

K. Muthamizhi, P. Kalaichelvi, Development of Nusselt number correlation using dimensional analysis for plate heat exchanger with a carboxymethyl cellulose solution, *Heat Mass Tran.* 51 (6) (2015) 815–823.

Liu, M., Jimenez-Bescos, C., & Calautit, J. K. (2023). Passive heat recovery wind tower: Assessing the overheating risk in summertime and ventilation heat loss reduction in wintertime. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 58, 103310. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.103310>

Maleki, B. A. (2011). Passive cooling systems: The role of evaporative cooling in windcatcher performance. *Energy & Environment*, 22(4), 312–319.

Mahyari, A. (1996). Badgir design and performance in traditional Iranian architecture. Tehran University Press.

Mohammadi, A., Yousefi, H., & Kalantar, V. (2023). Techno-economic and environmental assessment of a hybrid renewable system based on windcatcher and HDH desalination with DSSC. *Environment, Development and Sustainability*, 25, 3456–3478. <https://doi.org/10.1007/s10668-023-03643-w>

Mohmoudi, F. (2009). Numerical simulation of airflow in traditional wind towers. *Building Simulation*, 2(4), 280–289. <https://doi.org/10.1007/s12273-009-0047-5>

Montazeri, H. (2010). CFD simulation of wind tower systems for cooling: The influence of tower height and wind direction. *Renewable Energy*, 35(6), 1306–1314. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.11.027>

Moosavi, L., Mahyuddin, N., Ab Ghafar, N., & Ismail, M. (2015). Thermal performance of atria: An overview of natural ventilation effective designs. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 486–497.

Morales Morales, X. (2014). Estudio térmico y del flujo de aire en una casa habitación con torre de viento (Tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), Tecnológico Nacional de México, Cuernavaca, México.

Morsi, S. A., & Alexander, A. J. (1972). An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems. *Journal of Fluid Mechanics*, 55(2), 193–208.

Moya, S. L., Ramos, E., & Sen, M. (1987, septiembre). Modelo teórico de la convección en torres de viento. Departamento de Energía Solar, Instituto de Investigaciones en Materiales, UNAM. Congreso ANES 1987.

Mulley, R.M. Manglik, Enhanced thermal-hydraulic performance optimization of chevron plate heat exchangers (2000), Int. J. Heat Exch. 1 (3–18).

Obeidat, B., Kamal, H., & Almalkawi, A. (2021). CFD analysis of an innovative wind tower design with wind-inducing natural ventilation technique for arid climatic conditions. Journal of Ecological Engineering, 22(2), 86–97.
<https://doi.org/10.12911/130894>

Patel, S. (2015). Ancient cooling techniques for energy efficiency: Study on wind tower. International Journal of Research in Engineering and Technology, 4(2), 2321–7308.

Reyes Herrera, V. A. (2009). *Estudio de ventilación en edificaciones mediante torres de viento*. [Tesis de Maestría, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)].

Reyes VA, Moya SL, Morales JM. (2013). A study of air flow and heat transfer in building-wind tower passive cooling systems applied to arid and semi-arid regions of Mexico. Energy and Buildings, 66: 211–221.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.032>

VA Reyes, FZ Sierra-Espinosa, SL Moya, F Carrillo (2015): Flow field obtained by PIV technique for a scaled building-wind tower model in a wind tunnel, Energy and Buildings, vol. 107, pp. 424–433. DOI: [10.1016/j.enbuild.2015.08.047](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.08.047)

Reyes Herrera, V. A. (2015). Determinación de la capacidad de las Torres de Viento para producir confort térmico en el interior de edificaciones de zonas áridas y semiáridas de México (Tesis de doctorado). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), Tecnológico Nacional de México, Cuernavaca, México.

Safari, H., & Hosseinnia, H. (2011). Numerical simulation of wind tower for passive cooling of buildings. Energy Procedia, 12, 574–580.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.10.076>

Safari, H., & Hosseinnia, S.M. (2009). Numerical investigation of air cooling with natural ventilation by wind tower in hot arid regions. *International Journal of Physical Sciences*, 4(10), 591–598.

Sayigh, A. A. M. (2013). Passive cooling systems in traditional Middle Eastern architecture. *Renewable Energy*, 49, 303–308.

Solaripedia. (s.f.). Windcatchers. Recuperado de <http://www.solaripedia.com/13/87/windcatchers.html>

Soutullo, S., Herrera, M., & Martínez, J. (2008). Modeling and simulation of cylindrical wind towers for passive cooling using CFD and TRNSYS. *Energy and Buildings*, 40(7), 1215–1221.

Tavakolinia, F. (2011). Investigating the classification of traditional wind catchers in hot and arid regions of Iran. *Journal of Architecture and Urbanism*, 3(2), 25–30.

White, F.M. (1998). *Mecánica de fluidos*. McGraw-Hill.

Zomorodian, Z. S., Tahsildoost, M., & Hafezi, M. (2022). A review of wind catchers performance for passive ventilation and cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 167, 112755. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112755>

Páginas de internet

http://www.miliarium.com/Paginas/Prontu/Arquitectura_Sostenible/Clima/Olgay_y.htm, (2004)

<http://www.oxforddictionaries.com/definition/english/caravanserai>.

http://www.solaripedia.com/13/205/2086/wind_tower_dubai_bastakiyya_with_minaret.html