



UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO

División de Posgrado de la Facultad de Ingeniería
Mecánica

“DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA
EL MEJORAMIENTO DEL DISEÑO DEL
ASPERSOR DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO
DE TIRO FORZADO A CONTRA FLUJO”

TESIS

Que para obtener el grado de:

Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Presenta

M.C. Oskar Javier González Pedraza

Asesor

Dr. en Ingeniería Mecánica

Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra

Coasesor

Dr. en Energías Renovables y Eficiencia Energética

Carlos Rubio Maya

SEPTIEMBRE 2018



Contenido

RESUMEN.....	1
Abstract	3
OBJETIVO GENERAL	5
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
JUSTIFICACIÓN	6
HIPÓTESIS.....	7
Introducción.	9
Caracterización de torres de enfriamiento.....	22
Estudio de partículas en torres de enfriamiento	31
Caso de Estudio.....	38
Descripción de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contra flujo.	38
Ecuaciones gobernantes.	43
Ecuación de conservación de masa.	44
Ecuación de conservación de momentum.	44
Ecuación de conservación de energía.....	45
Modelo de turbulencia κ - ϵ	45
Ecuación de transporte para el modelo κ - ϵ estándar.	45
Modelado de la viscosidad turbulenta.	46
Modelo de evaporación de Partículas.....	48
Solución del modelo euleriano-lagrangiano.....	54
DESARROLLO DEL MODELO.....	54
Modelado Numérico y Condiciones de Frontera	60
Condiciones de solución.....	60
Dominio computacional y malla.	60
Análisis de sensibilidad de malla	64
Modelo numérico del interior de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo. Capítulo III	67
Modelo numérico de dispersión de gotas de agua en el interior de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.	77
Diseño conceptual de torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.	95
Selección de Materiales de Construcción.....	97
Fibra de vidrio.	97

Aluminio	99
DISEÑO A DETALLE DE LOS COMPONENTES UTILIZADOS	99
Diseño a detalle de elementos estructurales.....	99
Pilares.....	99
Barra de unión.....	100
Cuadro de apoyo.....	101
Tornillería.....	102
Mamparas, difusor y apoyos	102
Difusor.....	102
Mamparas.....	103
Accesorios y soportes.....	104
Deflector agua-aire.....	105
El relleno	106
Separador de gotas	106
Soporte de motor y motor.....	106
Placa de motor.....	107
Pruebas de Diseño.....	108
Pruebas estáticas a nivel estructural del dispositivo.....	108
Pruebas estáticas al ensamblaje principal con bases de motor.....	109
Pruebas estáticas de estabilidad bajo condiciones de operación.....	111
Pruebas flowxpress a la interacción Torre-aire.....	113
Pruebas flowxpress a la interacción Torre-agua.....	114
Costos de prototipo	115
Manufactura de torre de enfriamiento del caso de estudio.....	117
Manufactura y construcción de marco de aluminio de la torre de enfriamiento.....	117
Diseño de aspersores	121
Diseño conceptual.....	121
Nuevas propuestas de aspersor.....	126
Propuesta 1.....	126
Propuesta 2.....	127
Propuesta 3.....	128
Impresión de aspersores.....	131

Comparativa de propuesta de aspersores.....	135
Instrumentación y Medición bajo normativa CTI.	135
Medición de temperatura del agua.	135
Caracterización de la torre de enfriamiento.	138
Determinación de su desempeño o caracterización.....	138
Graficas del comportamiento estándar de la torre de enfriamiento.....	140
Pruebas de la torre de enfriamiento con las propuestas de Diseño de los aspersores.....	143
Metodología para la mejora de sistema de aspersión.	146
CONCLUSIONES	149
REFERENCIAS.....	151
ANEXO A. Código de modelo bifásico.....	158
CODIGO Q1	158
ANEXO B. Trabajos de publicación.....	163
ANEXO C. Planos y esquemas de aspersores y torre a escala.....	192

Índice de Figuras

Figura 1. Mecanismo de transferencia de masa y calor en la interfase agua- aire en una partícula de agua dentro de la torre de enfriamiento.	13
Figura 2. Muestra la relación de temperatura del agua y el aire dentro de una torre de enfriamiento a contraflujo.	17
Figura 3. Curva de demanda de una torre de enfriamiento.	18
Figura 4. Muestra las condiciones y variables que fueron analizadas en el modelado de Mohiuddin A,K,M, Kant K., la segunda figura muestra los resultados obtenidos comparados con otras investigaciones bajo las mismas condiciones de entrada y salida.	19
Figura 5. Representación esquemática entre torres de enfriamiento convencionales y torres de enfriamiento de regadera.....	20
Figura 6. Diferentes separadores de gotas utilizados para la experimentación en el trabajo de M. Lucas <i>et al.</i>	21
Figura 7. TC vs L/G con varios separadores de gotas.....	21
Figura 8. Perfil de temperaturas de una torre de enfriamiento de tiro natural de corte longitudinal y transversal	22
Figura 9. Diagrama esquemático de transferencia de calor y masa entre agua-aire.....	23
Figura 10. Temperatura de bulbo seco del aire y el cambio de calor latente del total del calor transferido.	24
Figura 11. Representación esquemática de la torre de enfriamiento de contacto directo evaporativa a contraflujo.	25

Figura 12. a) Flujo másico de aire contra el coeficiente de transferencia de masa y calor. b) Flujo másico de aire contra la velocidad de evaporación de agua.	25
Figura 13. Representación esquemática de la torre de enfriamiento de contacto directo contraflujo... ..	26
Figura 14. a) Velocidad de entrada del aire contra el coeficiente de transferencia de calor. b) Flujo de agua de entrada de agua contra flujo de calor en los tubos.	26
Figura 15. a) Velocidad de entrada del aire contra la capacidad de la torre de enfriamiento. b) Temperatura de entrada del agua contra la capacidad y la eficiencia de la torre de enfriamiento.	27
Figura 16. a) Perfil de presión dentro de la torre. b) Perfil de velocidad dentro de la torre.	28
Figura 17. Perfil de temperatura dentro de la torre. La línea negra es la temperatura del aire en su recorrido dentro de la torre y la línea roja es la temperatura en el centro del haz de tubos.	28
Figura 18. a) Esquema de la torre de enfriamiento de tipo regadera. b) Diagrama de análisis de volumen de control.....	29
Figura 19. a) Altura de torre de enfriamiento contra la temperatura del sistema y la humedad. b) Altura de torre de enfriamiento contra la exergía del agua en el sistema.	30
Figura 20. a) Altura de torre de enfriamiento contra la destrucción de exergía y perfiles a diferentes velocidades del aire dentro de la torre. b) Altura de torre de enfriamiento contra la destrucción de exergía y el tamaño de partícula.	30
Figura 21. a) Diámetro equivalente vs temperatura de la partícula. b) Diámetro equivalente de la gota vs tiempo de residencia dentro de la torre.	32
Figura 22. a) Diámetro de la gota vs velocidad de entrada en el sistema. b) Diámetro de la gota vs temperatura de salida de la gota.	32
Figura 23. a) Diámetro de la partícula contra el porcentaje de masa evaporada. b) Velocidad inicial de la partícula contra el porcentaje de masa evaporada.	34
Figura 24. a) Temperatura inicial de la partícula contra el porcentaje de masa evaporada. b) Temperatura del aire contra el porcentaje de masa evaporada.	34
Figura 25. a) Diámetro de la partícula contra la masa evaporada. b) Aporte de los diferentes mecanismos de transferencia de calor en función del tiempo de trayectoria de la partícula.	35
Figura 26. Torre de enfriamiento del caso de estudio.	39
Figura 27. Muestra el diseño actual del aspersor de la torre tower tech y el relleno.	40
Figura 28. Diagrama de metodología de solución.....	41
Figura 29. Modelo conceptual de la torre de enfriamiento de contraflujo de tiro forzado.....	43
Figura 30. Formación de la capa de vapor saturado alrededor de la partícula ³⁰⁾	49
Figura 31. Algoritmo de solución para el modelo de la torre de enfriamiento y la evaporación de partículas.	55
Figura 32. Montaje de experimentación de Guella et al [17].....	56
Figura 33. Experimentación de caída libre de gotas de agua en aire.	57
Figura 34. Comparación del modelo numérico propuesto contra experimentación de gotas de agua en caída libre desarrollado de por Guella et al.....	58
Figura 35. Montaje de experimentación de Sartor y Abbot [32].....	59
Figura 36. Experimentación de Sartor y Abbott de caída libre de gotas de agua en aire.....	60
Figura 37. Comparación del modelo numérico propuesto contra experimentación de gotas de agua en caída libre desarrollado de por Sartor y Abbott.	60
Figura 38. Dominio computacional simplificado para la torre de enfriamiento.	61

Figura 39. Referencia de caso experimental de Consuegro.	64
Figura 40. Error porcentual de precisión de variables debido a la densidad de malla.	65
Figura 41. Malla del interior de la torre de enfriamiento a contra flujo de tiro forzado.	67
Figura 42. Contornos de presión de aire dentro de la torre.	68
Figura 43. Perfil de velocidades del aire dentro de la torre de enfriamiento.....	69
Figura 44. Comportamiento de la presión al interior de la torre.	70
Figura 45. Comportamiento de la velocidad en el interior de la torre.....	71
Figura 46. Perfil de velocidades en el interior de la torre.	72
Figura 47. Perfil de velocidades en la zona del relleno de la torre.....	72
Figura 48. Perfil de velocidades en el interior de la torre.	73
Figura 49. Perfil de temperaturas dentro de la torre de enfriamiento.....	74
Figura 50. Perfil de temperaturas en el interior de la torre.	75
Figura 51. Perfil de temperaturas en el interior de la torre.	75
Figura 52. Perfil de temperaturas en el interior de la torre.	76
Figura 53. Perfil del coeficiente de transferencia de calor convectivo en el interior de la torre.	77
Figura 54.a). Perfil de temperatura y b). Perfil de velocidades de la torre de enfriamiento	79
Figura 55. Temperatura inicial de gotas de agua contra el tiempo de estancia dentro de la torre.	80
Figura 56. Comportamiento del tamaño de la gota con temperatura inicial de gotas de agua contra el tiempo de estancia dentro de la torre.	81
Figura 57. Comportamiento de la temperatura de las gotas de agua debido a diferentes diámetros iniciales de la partícula.	82
Figura 58. Comportamiento del diámetro de las gotas de agua debido a diferentes velocidades iniciales del aire.....	83
Figura 59. Comportamiento de la temperatura de las gotas de agua debido a diferentes velocidades iniciales del aire.....	84
Figura 60. Comportamiento de la temperatura de las gotas de agua debido a diferentes temperaturas iniciales del aire.....	85
Figura 61. Comportamiento del diámetro de la gota de agua debido a diferentes temperaturas iniciales del aire.....	86
Figura 62. Porcentaje de masa evaporada en la gota de agua con diferentes diámetros iniciales.	87
Figura 63. Porcentaje de masa evaporada en la gota de agua con diferentes diámetros iniciales.	88
Figura 64. Porcentaje de masa evaporada en la gota de agua contra diferentes temperaturas iniciales del aire.....	88
Figura 65. a) Perfil de masa de partículas dentro de la torre y b) perfil de vapor dentro de la torre de enfriamiento.	89
Figura 66. a) Arrastre de partículas con velocidad del aire de 1.5 m/s. b) Arrastre de partículas con velocidad del aire de 5 m/s. c) Arrastre de partículas con velocidad del aire de 10 m/s.....	90
Figura 67. Tiempo de residencia de la gota de agua en función del diámetro y la velocidad del aire de alimentación.	92
Figura 68. Vista del diseño de torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.	95
Figura 69. Vista de sección bajo perspectiva en alzado, vista lateral y con ángulo de 30 grados de los componentes en el interior de la torre de tiro forzado a contraflujo.	96
Figura 70. Propiedades de la resina empleada en la fabricación de la torre.....	98

Figura 71. Pilar base de soporte.	99
Figura 72. Plano de medidas de barrenos y Corte trasversal de pilares de soporte de la torre de enfriamiento.	100
Figura 73. Soporte barra unión de aluminio, con detalle de corte y barrenos.	100
Figura 74. Croquis para cortado de sobranes.	101
Figura 75. Soporte superior de la torre de enfriamiento.	102
Figura 76. Difusor circular.	103
Figura 77. Mamparas de fibra de vidrio de 93x123 cm y detalle de elementos interiores como difusor, y elementos de sujeción de relleno y eliminador de gotas.	104
Figura 78. Planos para extrucción de soportes inferiores.	105
Figura 79. Diseño a detalle del Deflector agua-aire.	105
Figura 80. Vistas del relleno, alzado, y en vista isométrica.	106
Figura 81. Separador de gotas disponible en el mercado.	106
Figura 82. Soporte de motor, estructura de aluminio.	107
Figura 83. Placa con ranuras para soporte de motor.	107
Figura 84. Condiciones de pruebas estática en estructura.	108
Figura 85.a) Prueba con condiciones mínimas, b) Pruebas con condiciones máximas.	109
Figura 86. Condiciones de prueba de conjunto base principal-base de motor.	110
Figura 87. Resultados de simulación de carga estática en toda la estructura.	110
Figura 88. Análisis en floxpress de la interacción Torre-aire con el entorno.	111
Figura 89. Simulación de Torre de enfriamiento en condiciones del entorno de operación.	112
Figura 90. Prueba de flujo de fluido a través relleno de torre.	113
Figura 91. Interacción Torre-agua.	114
Figura 92. Curvas características de los ventiladores.	116
Figura 93. Terminación de la manufactura de mamparas y difusor en fibra de vidrio de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.	117
Figura 94. Corte de un lado del ángulo de 15 cm.	118
Figura 95. Uniones atornilladas de la estructura de soporte de aluminio.	118
Figura 96. Sistema de soporte de separador de gotas y relleno.	119
Figura 97. Montaje de difusor aire-agua dentro de la torre de enfriamiento, b) empotrado de los soportes de fijación.	119
Figura 98. Torre de enfriamiento terminada y puesta para su arranque y pruebas.	120
Figura 99. Vistas de las partes y diseño de la carcasa del aspersor.	121
Figura 100. Vista de las partes internas y externas del aspersor.	122
Figura 101. Vistas a detalle y corte del aspersor.	123
Figura 102. Rediseño de carcasa de impulso.	123
Figura 103. Vista a detalle de la rejilla del impulsor.	124
Figura 104. Nueva propuesta de impulsor.	124
Figura 105. Vista a detalle del rediseño del aspersor.	125
Figura 106. Primera propuesta de rediseño de aspersor.	126
Figura 107. Vista de corte trasversal y vista de la sección de impulsión del impulsor.	127
Figura 108. Segunda propuesta de rediseño de aspersor, se muestra la carcasa y un corte longitudinal del aspersor.	128

Figura 109. Vista de corte transversal de carcasa e impulsor y vista de la sección de impulsión del impulsor.....	128
Figura 110. Muestra de la tercera propuesta de aspersor.	129
Figura 111. Corte trasversal del aspersor y acercamiento en los canales de dispersión de fluido en la carcasa.	129
Figura 112. Corte transversal a detalle del impulsor en la carcasa.	130
Figura 113. Vista de la Impresora 3D empleada para la construcción de las piezas.....	131
Figura 114. Tratamiento de Objetos 3D para rutina de impresión.....	131
Figura 115. Propuesta del primer aspersor a) propuesta segundo aspersor b).	132
Figura 116. Cabezal de impresión y plancha de impresión 3D.....	132
Figura 117. Impresión de impulsor y carcasa de la propuesta 3.	133
Figura 118. Montaje de la torre de enfriamiento para caracterización de la torre de enfriamiento. ...	139
Figura 119. Conexión eléctrica, motor ventilador y motor de comba centrifuga.....	140
Figura 120. Vista general de la distribución de los termopares dentro de la torre de enfriamiento. ...	140
Figura 121. Tarjeta para la captura de datos Modelo KEITHELEY 2700.....	141
Figura 122. Temperatura del agua a la entrada y salida de la torre de enfriamiento.....	142
Figura 123. Temperatura del aire a la entrada y salida del ventilador.	142
Figura 124. Muestra la relación de temperatura del agua y el aire dentro de una torre de enfriamiento a contraflujo.	143
Figura 125. Montaje de la torre de enfriamiento para pruebas de rendimiento de propuestas del aspersor.	144
Figura 126. Temperatura del agua a la entrada y salida de la torre de enfriamiento mostrando el comportamiento de las propuestas de diseño de aspersor.	145
Figura 127. Diagrama de flujo para el desarrollo de la metodología de mejora del sistema de aspersión de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.....	146
Figura 128. Diagrama de flujo para el diseño de las propuestas del aspersor.....	147

Índice de tablas

Tabla 1. Trabajos, estudios e investigaciones realizadas en los últimos años.....	9
Tabla 2. Trabajos realizados sobre evaporación de gotas de agua.	11
Tabla 3. Constantes del modelo $K-\varepsilon$	46
Tabla 4. Propiedades físicas del agua y el aire utilizados para la simulación numérica.	63
Tabla 5. Rendimiento de la gota para diferentes densidades de mallado, todos los valores en $t = 1$ s..	64
Tabla 6. Promedio del coeficiente convectivo de calor.....	76
Tabla 7. Propiedades de la fibra de vidrio clase E y de resina poliéster PP-70.....	98
Tabla 8. Lista desglosada del costo de la torre de enfriamiento.....	115
Tabla 9. Características técnicas de ventiladores.	115

NOMENCLATURA

Δm_p es el cambio de masa de la partícula en cada volumen diferencial dV en un dt .

ϕ_c es la propiedad modelada de la fase continua.

ρ_c es la densidad de la fase continua.

ε razón de disipación.

Γ es el coeficiente de cambio para ϕ_c .

S_ϕ son las fuentes o sumideros de ϕ_c .

$S_{\phi G}$ son las fuentes de interface calculadas y tomadas para la transferencia de ϕ_c entre las fases.

μ_t viscosidad turbulenta.

∇p es el gradiente de presión de la fase continua.

A_p Área proyecta de la partícula.

b Factor de boyancia.

B_M Numero de transferencia de masa.

C_D Coeficiente de arrastre.

C_p Coeficiente de calor especifico.

D_p Función de arrastre.

F Corrección de transferencia de masa de Frössling.

g Aceleración de la gravedad.

h_a Entalpía de la mezcla gaseosa a la temperatura de bulbo húmedo la entalpía y temperatura del aire y el agua cambian a lo largo de la torre (kJ/kg).

G carga de aire (kg/ h m²).

G_k representa la generación de energía cinética turbulenta.

G_b es la generación de energía cinética turbulenta debido a la boyancia.

H_{fg} Calor latente de evaporación.

h_w Entalpía de la mezcla gaseosa a la temperatura del agua (kJ/kg)

i_1 entalpia específica de aire de entrada.

i_2 entalpia especifica de aire saturado a la salida de la torre.

K energía cinética turbulenta.

L carga de agua (kg/h m^2).

m_p Masa de la partícula.

\dot{m}_{p_0} es el flujo másico inicial de partículas inyectadas en cada elemento diferencial.

m_{p_0} la masa inicial de la partícula.

Nu Numero de Nusselt.

N_v el flujo molar de vapor.

Q calor total transferido (kJ/h).

Re Numero de Reynolds particular.

Rh_{in} humedad relativa a la entrada de la torre.

Rh_{out} humedad relativa a la salida de la torre.

S Área de transferencia (m^2).

S a(V) donde a es el área interfacial y V es el volumen efectivo de la torre.

T Temperatura.

T_p Temperatura inicial de la partícula.

T_{aire} es la temperatura ambiente.

T_{Agua} es la temperatura de entrada a la torre de enfriamiento.

t_{w0} temperatura del agua a la entrada de la torre.

t_{wi} temperatura del agua a la salida de la torre.

W Peso molecular.

WBT temperatura del bulbo húmedo.

U Velocidad instantánea de la fase continua.

U_c es la velocidad de la fase continua.

U_p Velocidad de la partícula.

V_p es el volumen de la partícula.

V Volumen activo de la torre por área ($\text{m}^3 \text{m}^{-2}$)

X_p Posición de la partícula.

Y_{vs} Fracción de masa de vapor en la superficie de la gota.

Y_{v∞} Fracción de masa en los alrededores.

ρ Densidad.

Sufijos

p partícula.

v vapor.

c Fase continua.

w agua.

RESUMEN

Este trabajo está orientado a la realización de un estudio sobre la mejora del sistema de aspersión de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo mediante el análisis termo-hidráulico, la modelación matemática y apoyo de software computacional, con el propósito de aumentar la eficacia de la torre. Para lograr lo anterior fue necesario realizar estudios de variables como: el tamaño de la gota de agua que sale del aspersor, la posición de la gota dentro de la torre para evitar zonas de flujos muertos, la altura del aspersor respecto a la cama del relleno, entre otros. Además, a diferencia de otros trabajos similares, se consideró el coeficiente convectivo en el interior de la torre, como variable, ya que este depende de las condiciones del aire a la entrada, su velocidad, la temperatura de bulbo seco, así como del tamaño de la partícula de agua que sale del aspersor y del espesor de la capa límite del agua en las celdas o empaquetadura al interior de la torre de enfriamiento y de la evolución del perfil de temperaturas a lo largo de la torre.

Se realizaron diferentes investigaciones sobre los fenómenos que ocurren al interior de la torre de enfriamiento, vistos desde puntos de vista analíticos y experimentales. Actualmente son pocas y escasas las investigaciones con métodos modernos de simulación computacional, que ahora son herramientas poderosas para reproducir y entender fenómenos complejos. Los paquetes de CFD actuales permiten una amplia gama de operación y cuentan, actualmente, con físicas (modulo) de diseño que permiten replicar y reproducir el fenómeno, con el propósito de representar de forma más realista los fenómenos que ocurren dentro de los dispositivos o sistemas sujetos a la investigación.

En este trabajo, se presente una simulación numérica de los mecanismos de transferencia de calor y masa de las gotas de agua que caen en una corriente de aire de contraflujo. El objetivo principal es estimar el tamaño de la gota, la temperatura del aire de entrada y las velocidades de entrada que pueden reducir las pérdidas de agua causadas por la evaporación y el arrastre. Además de que las interacciones de calor y masa entre las gotas de agua y el aire se consideran para simulación, el modelo incluye una serie de otras mejoras importantes para obtener

resultados más precisos, tales que: 1) El agua de refrigeración se considera como un grupo de gotas individuales en lugar de un flujo a granel. 2) Los números de partículas Re y Nu se calculan en función de la velocidad y la posición de las gotas de agua presentes en la fase dispersa, así como de la velocidad de la fase continua. 3) El coeficiente de transferencia de calor convectivo entre las gotas de agua y el aire se calcula teniendo en cuenta la velocidad relativa entre las fases y la evolución del tamaño de las gotas de agua.

Con base en estas suposiciones, consideradas como mejoras, se puede estimar con mayor precisión el efecto de la velocidad del aire de entrada y la temperatura del agua de entrada en el diámetro de las gotas de agua. De esta forma, al darle seguimiento a la reducción del diámetro de las gotas de agua, se pueden inferir las pérdidas de agua causadas por la evaporación y la arrastre.

Con el estudio anterior se realizó el desarrollo de modelos conceptuales de propuestas de aspersor en 3D mediante paquete de software de diseño mecánico CAD/CAM, el software seleccionado fue el paquete de diseño Solidworks® en el cual se desarrollaron diferentes propuestas de aspersor mediante el modelado 3D. Además, se diseñó y se construyó una torre de enfriamiento de tiro forzado a contra flujo a escala, con la cual poder evaluar el rendimiento termohidráulico de las propuestas de los aspersores.

La manufactura de los aspersores se llevó a cabo mediante técnicas de impresión en 3D para después comprobar su rendimiento en la torre prototipo a escala de tiro forzado contra flujo, en la cual se pudo determinar la mejor propuesta de diseño.

Palabras Clave: Lagrangiano, arrastre, evaporación, gota y partícula.

Abstract

This work is aimed at conducting a study on the improvement of the water dispersion system of a cooling tower for a counterflow through thermo-hydraulic analysis, mathematical modeling and the support of computer software, in order to increase the efficiency of the tower. To achieve the above, it is necessary to carry out studies of variables such as: the size of the drop of water that comes out of the sprinkler, the position of the drop inside the tower to avoid zones of dead flows, the height of the sprinkler with respect to the bed of the filling, among others. In addition, a difference of other similar works, is considered the convective coefficient inside the tower, as variable, which depends on the conditions of the air at the entrance, its speed, the temperature of the dry bulb, as well as the size of The particle of water dispersion that leave the sprink and the thickness of the water boundary layer in the film or packaged inside the cooling tower and the evolution of the profile of the temperatures along the tower.

Different investigations were carried out on the phenomena that occurred inside the cooling tower, from analytical and experimental points of view. Currently there are few investigations with modern methods of computer simulation, which are now powerful tools to reproduce and understand complex phenomena. The current CFD packages allow a wide range of operations and currently have design lines that allow reproducing and reproducing the phenomenon, in order to represent more realistically or the phenomena that occur within the devices or systems subject to the investigation.

In this work, we present a numerical simulation of the heat and mass transfer of water droplets that fall into a crossflow of air. The main objective is to estimate the size of the drop, the temperature of the air and the rates of entry that can be reduced the evaporation of water and drift. In addition to the interactions of heat and mass between water droplets and air can be for simulation, the model includes a number of other important improvements to get the most accurate results, how: 1) Cooling water is considered as a group of individual drops instead of a bulk flow. 2) The numbers of particles Re and Nu are calculated according to the speed and position of the water droplets present in the dispersion phase, as well as the speed of the

continuous phase. 3) The coefficient of convective heat transfer between water droplets and air is calculated taking into account the relative speed between the phases and the evolution of the size of the water droplets.

Based on these assumptions, considered as improvements, it is possible to calculate with greater precision the effect of the velocity of the air inlet and the temperature of the water inlet in the diameter of the water droplets. In this way, by following the reduction of the diameter of the water droplets, it can be inferred the losses caused by evaporation and the drift by drag.

With the previous study, the development of the conceptual models of the 3D design proposals was carried out using the CAD / CAM mechanical design software package, the selected software was the Solidworks® design package in which it was developed with different elements of Sprinkler using 3D modeling. In addition, a cooling tower was built and designed to counter flow to scale, with which to evaluate the thermohydraulic performance of the sprinklers' proposals.

The manufacturing of the sprinklers was carried out using 3D printing techniques to then check their performance in the prototype tower at the forced draft versus flow scale, in which the best design proposal could be determined.

OBJETIVO GENERAL

Desarrollar una metodología para la mejora del aspersor de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo, mediante el análisis termo-hidráulico, la modelación matemática y apoyo de software computacional CAD y CFD.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Realizar un estudio del tamaño de gotas de agua generadas por el aspersor de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contra flujo mediante modelación computacional.
2. Analizar la fluidodinámica de las gotas de agua dentro de la torre para reducir el arrastre y la pérdida de masa por evaporación de las gotas de agua dentro de la torre.
3. Proponer el diseño del aspersor que cumpla con los requisitos de tamaño de partícula y distribución de fluido a refrigerar dentro de la torre para mejorar la transferencia de calor.
4. Realizar la comparación del desempeño termohidráulico de la torre antes y después de la modificación resultante.

JUSTIFICACIÓN

La modelación matemática es fundamental en la representación de procesos industriales, fenómenos que a simple vista no se pueden ver y entender debido a la multitud de variables que intervienen en el proceso. Sin embargo, la modelación de torres de enfriamiento es muy escasa, esto se debe a la complejidad de los fenómenos que ocurren en su interior.

En la actualidad se requiere mejorar cada vez más un proceso para que cumpla con las expectativas de los clientes y el mercado. Sin embargo, un proceso no puede llegar a tal estado si de éste, no se conocen los fenómenos que lo rigen, o si se conocen, llegar a comprenderlos de una manera más profunda. Por lo anterior, se requiere un mayor conocimiento de los fenómenos como el flujo de fluidos, transporte de energía y masa, así como entender el efecto de todas las variables del entorno que afectan el proceso, y de esta forma manipularlas para encontrar las condiciones más adecuadas para su operación, todo esto tiene como fin, el poder aumentar la eficiencia del proceso y tomar las decisiones más adecuadas para que el proceso opere de la manera más óptima posible.

La torre de enfriamiento sujeto de análisis operó, como parte de una central de ciclo binario, en la sierra tarahumara en la región de Mahuarichi por un periodo aproximado de 10 años, durante los cuales el principal problema de esta torre se presentó en el aspersor, encontrándose, principalmente, el desgaste, ensuciamiento y, por lo tanto, problemas de transferencia de calor propiciando un mal desempeño de la torre de enfriamiento. Esta torre actualmente se encuentra instalada en el campo geotérmico de San Nicolás Simirao Municipio de Zinapecuaro Michoacán como resultado de una donación a la Universidad por parte de CFE (Comisión Federal de Electricidad). Cabe mencionar que además del mantenimiento recibido al empaquetamiento, se tuvo que reemplazar totalmente los aspersores de la torre debido al estado en que estos se encontraban por su operación. Por esta razón, en el presente trabajo se pretende desarrollar una metodología que permita mejorar el desempeño termo-hidráulico de esta torre de enfriamiento, mediante la mejora del sistema aspersión, mediante la modelación matemática, el diseño CAD/CAM, manufactura mediante impresión 3D y el desarrollo de un prototipo de torre de enfriamiento para la validación de las propuestas generadas.

HIPÓTESIS

El tamaño de la partícula de agua de aspersión tiene un gran impacto en el proceso de transferencia de masa y energía, porque una partícula pequeña será arrastrada por el flujo de aire o se evaporará dentro del sistema y una partícula de gran tamaño desarrollará una cubierta de líquido evaporado más gruesa, lo que limita los fenómenos de transferencia de calor. Al encontrar un tamaño adecuado de partícula se mejora el efecto convectivo de transferencia de calor y aumentará el rendimiento de la torre.

Al mejorar la dispersión del fluido a refrigerar dentro de la torre se mejora la transferencia de calor, por lo que la torre enfriará de forma más eficiente. Es posible, que con el mejoramiento de los aspersores se eviten zonas de flujo muertas y con esto el transporte de masa y la transferencia de energía se vean beneficiados.

Capítulo I. Introducción.

Introducción.

Las torres de enfriamiento son dispositivos ampliamente utilizados en la industria para disipar el calor en diferentes etapas de los procesos, este calor es rechazado hacia el ambiente. Dado que el mecanismo básico de transferencia de calor para reducir la temperatura del agua es el proceso de evaporación, se requieren cantidades significativas de agua. Las pérdidas de agua se encuentran esencialmente de tres maneras: evaporación, arrastre y purga, siendo la evaporación y el arrastre las más significativas. En una torre de enfriamiento, el rendimiento energético y la cantidad de pérdidas de agua dependen del diseño correcto y del manejo adecuado del agua de recirculación. Por lo tanto, ambos aspectos requieren una comprensión integral de los mecanismos de transferencia de calor y masa que se producen entre el aire y el agua, que a su vez permiten mejoras para la reducción del consumo de agua y así lograr un mejor rendimiento térmico.

En la **Tabla 1** se pueden apreciar los trabajos más recientes en el estudio de torres de enfriamiento, estos estudios se realizaron en torres con diferentes configuraciones.

Tabla 1. Trabajos, estudios e investigaciones realizadas en los últimos años.

<i>Año</i>	<i>Título</i>	<i>/Autores</i>
1996	Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. Part I : Selection and tower characteristics	Printed, I I R Britain, Great [1]
2005	Damage, deterioration and the long-term structural performance of cooling-tower shells: A survey of developments over the past 50 years	Bamu, P.C. Zingoni, A. [2]
2006	CFD prediction of cooling tower drift	Meroney, R [3]
2006	CFD simulation of wet cooling towers	Al-Waked, Rafat Behnia, Masud [4]
2007	Performance characteristics of a shower cooling tower	Qi, Xiaoni, Liu, Zhenyan Li, Dandan [5]
2007	Enhancing performance of wet cooling towers	Al-Waked, Rafat, Behnia, Masud [6]

2009	Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower	Lemouari, M., Boumaza, M., Kaabi, A. [7]
2009	Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators	Lucas, M. Martínez, P.J. Viedma, A. [8]
2011	Methodology for evaluation of cooling tower performance – Part 1: Description of the methodology	Smrekar, J, Kuštrin, I Oman, J. [9]
2011	Methodology for evaluation of cooling tower performance – Part 2: Application of the methodology and computational aspects of Poppe equations	Smrekar, J, Senegačnik, A Führer, C. [10]
2011	Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling tower using artificial beecolony algorithm	Rao, R V, Patel, V K. [11]
2011	Statistical multi-model approach for performance assessment of cooling tower	Pan, T H Shieh, S S Jang, S S Tseng, W H, Wu, C W, Ou, J. [12]
2012	Thermodynamic study of the effects of ambient air conditions on the thermal performance characteristics of a closed wet cooling tower	Papaefthimiou, V.D., Rogdakis, E.D. Koronaki, I.P. Zannis, T.C. [13]
2012	Thermal performance analysis of closed wet cooling towers under both unsaturated and supersaturated conditions	Zheng, Wei-Ye, Zhu, Dong-Sheng, Zhou, Guo-Yan, Wu, Jia-Fei, Shi, Yun-Yi. [14]
2012	A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower	Asvapoositkul, Wanchai Treeutok, Supawat. [15]
2013	Modeling of simultaneous heat and mass transfer within passive down-draft evaporative cooling (PDEC) towers with spray in FLUENT	Daeho Kanga, Richard K. Strand. [16]
2014	Numerical modeling of the drift and deposition of droplets emitted by mechanical cooling towers on buildings and its experimental validation	A.J. Consuegro, A.S. Kaiser, B. Zamora, F. Sánchez, M. Lucas, M. Hernández. [17]
2016	Comparative study on the cooling characteristics of high level water collecting natural draft wet cooling tower and the usual cooling tower	Yuanbin Zhaoa, Fengzhong Suna, Guoqing Long b, Xiaofeng Huangc, Wenqiang Huangc, Dongqiang Lyv. [18]
2016	An experimental and multi-objective optimization study of a forced draft cooling tower with different fill	Kuljeet Singh, Ranjan Das. [19]
2016	Computational study of the air flow dynamics in an induced draft cooling tower	Juan S. Velandía, Marie Chery, Omar D. Lopez. [20]

2017	A novel approach for performance assessment of mechanical draft wet cooling towers	B. Kiran Naik, P. Muthukumar. [21]
2017	Energy and performance analysis of multi droplets shower cooling tower at different inlet water temperature for air cooling application	Zunaid, Mohammad Murtaza, Qasim Gautam, Samsher. [22]
2018	An improved constrained inverse optimization method for mechanical draft cooling towers	Singh, Kuljeet Das, Ranjan. [23]

En la **Tabla 2**, se muestran los artículos relacionados con el estudio de evaporación de gotas de agua en aire.

Tabla 2. **Trabajos realizados sobre evaporación de gotas de agua.**

AÑO	TITULO	AUTORES
2017	Optimization of reversibly used cooling tower with downward spraying	Cui, Haijiao Li, Nianping. [24]
2016	Evaporating falling drop	Manoj Kumar Tripathia, Kirti Chandra Sahu. [25]
2015	Prediction of the lifetime of droplets emitted from mechanical cooling towers by numerical investigation	F. Sánchez, A.S. Kaiser, J. Ruiz, M. Lucas. [26]
2014	Calculation of Evaporation Rate of a Droplets Cluster and Conceptual Design of a Structure Utilizing Water Droplets for Evaporation	Kang Zhou. [27]
2014	Performance characteristics of a downward spray water-jet cooling tower	Muangnoi, Thirapong Asvapoositkul, Wanchai Hungspreugs, Piboo.l [28]
2013	Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of air–water two-phase flow with the effect of polyacrylamide additive in a horizontal circular tube	Zhang, X., Liu, L., Cheng, L., Guo, Q., & Zhang, N. [29]
2013	Experimental investigation of diameter effect on heat transfer performance and pressure drop of TiO ₂ –water nanofluid	Abbasian Arani, a. a., & Amani, J. [30]
2013	Features of water drop evaporation on a heated surface	Nakoryakov, V. E., Misyura, S. Y., & Elistratov, S. L. [31]
2013	An improved intelligent water drops algorithm for solving multi-objective job shop scheduling.	Niu, S. H., Ong, S. K., & Nee, a. Y. C. [32]
2013	Experimental validation of the calculation of phase holdup for an oil–water two-phase vertical flow based on the measurement of pressure drops.	Zhang, J., Xu, J., Wu, Y., Li, D., & Li, H. [33]

2012	An approach to continuous optimization by the Intelligent Water Drops algorithm.	Shah-Hosseini, H. [34]
2012	Numerical Simulation of Dripping Behavior of Droplet in Packed Bed Using Particle Method	Kon, T., Natsui, S., Ueda, S., Inoue, R., & Ariyama, T. [35]
2012	Modeling gas flow in PEMFC channels: Part I – Flow pattern transitions and pressure drop in a simulated ex situ channel with uniform water injection through the GDL.	Grimm, M., See, E. J., & Kandlikar, S. G. [36]
2011	Effect of pressure drop in different flow fields on water accumulation and current distribution for a micro PEM fuel cell.	Hsieh, S.-S., Her, B.-S., & Huang, Y.-J. [37]
2011	Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser	Tissot, J., Boulet, P., Trinquet, F., Fournaison, L. Macchi-Tejeda, H. [38]
2011	Electrical properties of water drops inside the dropwise cluster.	Shavlov, a. V., Dzhumandzhi, V., & Romanyuk, S. N. [39]
2009	Drop size distribution below different wet-cooling tower fill	Terblanche, R, Reuter, H C R, Kröger, D G. [40]
2009	Novel intelligent water drops optimization approach to single UCAV smooth trajectory planning.	Duan, H., Liu, S., & Wu, J. [41]
2008	Evaporation d'une gouttelette en chute libre dans l'air	S. Guella, S. Alexandrova, A. Saboni. [42]
2008	Controls on water drop volume at speleothem drip sites: An experimental study.	Collister, C., & Matthey, D. [43]
2007	Transition between stratified and non-stratified horizontal oil–water flows. Part I: Stability analysis.	Al-Wahaibi, T., & Angeli, P.
2007	Studies of the rate of water evaporation through adsorption layers using drop shape analysis tensiometry.	Fainerman, V. B., Makievski, a V, Krägel, J., Javadi, a, & Miller, R.
2004	Evaporation of water drop on a plasma-irradiated hydrophilic surface.	Takata, Y., Hidaka, S., Yamashita, a., & Yamamoto, H. [44]
2003	Water Vapor Condensation and the Collapse of Superheated Water Drops as Possible Causes of Ball Lightning	Tarnovski, A. S. [45]
2001	An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam ± water two-phase	Guo, L., Feng, Z., & Chen, X. [46]
2000	Drop size distributions in horizontal oil-water dispersed	Angeli, P., & Hewitt, G. F. [47]
1985	The energy balance of water drops on a leaf surface	Butler, D. R., & Ashton, L.

1976	On the quasi-steady approximation for evaporating and condensing water drops in air.	Manton, M. J. [48]
1969	A study of the evaporation rates of small freely falling water droplets	Duguid, Hugh Alan. [49]

En el diseño termodinámico de las torres de enfriamiento se deben considerar factores como la optimización y el costo, en este sentido el conocimiento y construcción de las torres de enfriamiento es empírico en diversos campos. Las primeras teorías matemáticas básicas [50], fueron presentadas por Merkel, combinando las ecuaciones que rigen la transferencia de calor y masa entre las gotas de agua y el aire en la torre.

Para el análisis de la torre de enfriamiento se determina el volumen que sea capaz de cumplir con los requerimientos del sistema, realizando balance de energía en el líquido a enfriar y al aire que absorberá esta carga térmica. El primer paso es analizar las gotas de agua pulverizadas en la torre con el siguiente mecanismo.

Merkel, desarrolló una teoría para la transferencia de masa y calor en una torre de enfriamiento a contracorriente. La teoría considera el flujo de masa y energía del agua en la interfase y de la interfase de masa gaseosa o vapor saturado como lo muestra la **figura 1**.

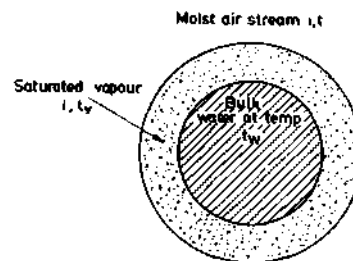


Figura 1. Mecanismo de transferencia de masa y calor en la interfase agua- aire en una partícula de agua dentro de la torre de enfriamiento.

Cuando el flujo cruza estas dos fronteras, cada una ofrece una resistencia a la transferencia de materia y energía, que resulta en gradientes de temperatura, entalpía y de humedad.

Merkel demostró que la transferencia total de calor es directamente proporcional a la diferencia entre la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua y la entalpía del aire en el punto de contacto con el agua:

$$\dot{Q} = K \cdot S \cdot (h_w - h_a) \quad (1.1)$$

Donde:

Q= calor total transferido (kJ/h)

K= coeficiente total de transferencia de calor (kJ/h m²)

S= Área de transferencia (m²)

S= a(V) donde a es el área interfacial y V es el volumen efectivo de la torre.

h_w= Entalpía de la mezcla gaseosa a la temperatura del agua (kJ/kg)

h_a= Entalpía de la mezcla gaseosa a la temperatura de bulbo húmedo la entalpía y temperatura del aire y el agua cambian a lo largo de la torre (kJ/kg)

Subíndices:

w = agua líquida

a = aire

1 = Condición del aire a la entrada

2 = Condición del aire a la salida

La ecuación se adapta para un método de flujo de calor en la interfase por medio del área de transferencia.

$$d\dot{Q} = d[K \cdot S \cdot (h_w - h_a)] = K \cdot (h_w - h_a) \cdot dS \quad (1.2)$$

La transferencia de calor del lado del agua:

$$d\dot{Q} = C_w \cdot L \cdot dt_w \quad (1.3)$$

La transferencia del lado del aire:

$$d\dot{Q} = G \cdot dh_a \quad (1.4)$$

G = carga de aire (kg/ h m²)

L = carga de agua (kg/ h m²)

V = Volumen activo de la torre por área (m³ m⁻²)

C_w = Calor específico (kJ/kg K)

Luego el calor total es:

$$K \cdot (h_w - h_a) \cdot dS = G \cdot dh_a \quad \text{ó} \quad K \cdot (h_w - h_a) \cdot dS = C_w \cdot L \cdot dt_w \quad (1.5)$$

Esto puede describirse como:

$$K \cdot dS = G \cdot \frac{dh_a}{h_w - h_a} \quad (1.6)$$

O También como:

$$\frac{K \cdot dS}{L} = \frac{C_w dt_w}{h_w - h_a} \quad (1.7)$$

Al integrar:

$$\frac{KS}{L} = \frac{K_a V}{L} = \frac{G}{L} \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{dh}{h_w - h_a} \quad (1.8)$$

Al término $\frac{K_a V}{L}$ se le llama la característica de la torre o como:

$$\frac{KS}{L} = \frac{K_a V}{L} = C_w \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{h_w - h_a} \quad (1.9)$$

Al integrar utilizando el método de Tchebycheff de la siguiente manera:

Para la evaluación de $\frac{K_a V}{L}$

$$\frac{K_a V}{L} = C_w \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{h_w - h_a} = (t_{w1} - t_{w2}) \cdot \frac{1}{4} \left[\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right] \quad (1.10)$$

Dónde:

$\Delta h_1 =$ valor de $(h_w - h_a)$ a la temperatura de $t_w + 0.1 \cdot$ Rango

$\Delta h_2 =$ valor de $(h_w - h_a)$ a la temperatura de $t_w + 0.4 \cdot$ Rango

$\Delta h_3 =$ valor de $(h_w - h_a)$ a la temperatura de $t_w + 0.6 \cdot$ Rango

$\Delta h_4 =$ valor de $(h_w - h_a)$ a la temperatura de $t_w + 0.9 \cdot$ Rango

Estas relacionan el término $\frac{K_a V}{L}$ y la relación $\frac{L}{G}$ de la forma:

$$\frac{K_a V}{L} = C \left(\frac{L}{G} \right)^m \quad (1.11)$$

Donde C y m son constantes para una torre dada y se determinan por las características del empaque. La curva característica es utilizada para determinar el buen funcionamiento de la torre en conjunto con curvas de $\frac{K_a V}{L}$ vs $\frac{L}{G}$. El término $\frac{K_a V}{L}$ es una medida del grado de dificultad para los requerimientos de enfriamiento del líquido.

Esta última curva puede llamarse también “Curva de Requerimientos de diseño” puesto que es una medida del grado de dificultad para alcanzar los requerimientos de diseño, y no tiene nada que ver con las características físicas de la torre, [6], [8], [51].

Un atorre se construye asumiendo valores de L/G y calculando los valores correspondientes de $\frac{K_a V}{L}$ utilizando la ecuación:

$$\frac{K_a V}{L} = C_w \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{h_w - h_a} \quad (1.12)$$

En la **figura 2** se muestra la relación existente entre la temperatura de agua y aire a medida que estos recorren la torre de enfriamiento a contraflujo, [6], [8].

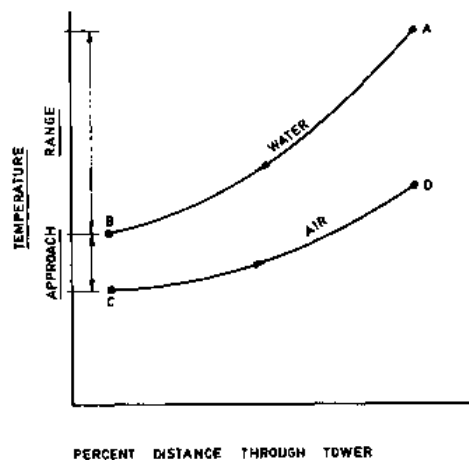


Figura 2. Muestra la relación de temperatura del agua y el aire dentro de una torre de enfriamiento a contraflujo.

Las curvas indican la disminución de la temperatura del agua (punto A al punto B) y el aumento de la temperatura de bulbo húmedo del aire (punto C al punto D) a su paso a través de la torre. La diferencia entre las temperaturas del agua que entran y salen de la torre se define como el intervalo o rango. La diferencia entre la temperatura de salida del agua y la entrada de aire a la temperatura de bulbo húmedo (WBT) se conoce como aproximación de la torre de refrigeración. La aproximación es una función de la capacidad de la torre de enfriamiento, una torre de mayor capacidad producirá una aproximación más cercana a una carga de calor dada. El rendimiento térmico de una torre de refrigeración se ve afectado por el aire que entra en WBT.

El acercamiento, aproximación o *approach* es la diferencia de temperatura entre el agua que sale de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra. Mientras menor sea el acercamiento mayor será el tamaño de la torre. Un acercamiento típico está por el orden de los 7°C, llegando hasta 3 o 4°C. En la **figura 3** se muestra una gráfica sencilla donde se distingue el acercamiento.

El rango es la diferencia de temperatura entre el agua fría que sale de la torre y el agua caliente que entra. El salto térmico determina la carga térmica de la torre y es un parámetro de selección importante. En la **figura 3** se representa el salto térmico. Una torre eficiente y bien seleccionada brinda, en condiciones atmosféricas favorables, un salto térmico cercano a los 10°C. Cuando las condiciones ambientales no son buenas, es decir, la temperatura de bulbo húmedo es alta y/o la humedad relativa está por encima del 75%, no pueden esperarse buenos saltos debido a que la evaporación de agua se ve reducida.

La temperatura del agua y el aire cambian a lo largo de la torre y las relaciones de Merkel solo se pueden aplicar a un elemento de la superficie en la transferencia de calor. En la **ecuación 1.12** representa la relación entre la entalpía del aire saturado a un valor de temperatura del agua y la entalpía del aire, la ecuación se utiliza para calcular la demanda térmica en relación a las temperaturas de diseño y el parámetro de selección de la relación de L/G, en la **figura 3** se muestra la curva de demanda de una torre de enfriamiento en la que se muestra la evolución de

la relación $h_{mass}A/L$ requerida para una entrada de aire a temperatura de bulbo húmedo y rango dado, correspondiente para diversos valores de L/G , [10].

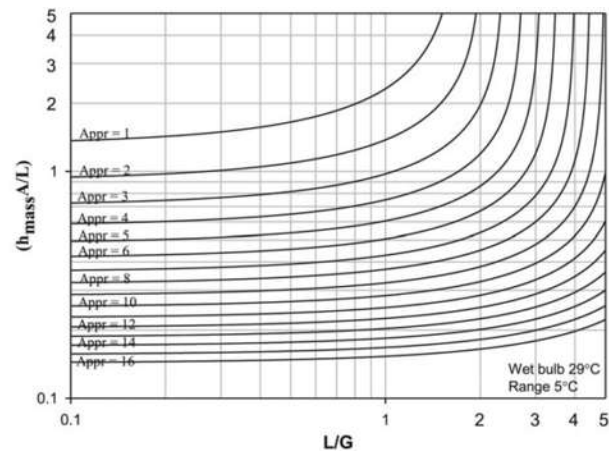


Figura 3. Curva de demanda de una torre de enfriamiento.

Se propone que la relación L/G puede expresarse de la forma, [51]:

$$\frac{L}{G} = \frac{i_2 - i_1}{C_w(t_{wi} - t_{w0})} \quad (1.13)$$

Donde:

i_1 = entalpia específica de aire de entrada.

i_2 = entalpia específica de aire saturado a la salida de la torre.

t_{w0} = temperatura del agua a la entrada de la torre.

t_{wi} = temperatura del agua a la salida de la torre.

En la teoría de Merkel se hacen muchas simplificaciones tales como no tomar en cuenta el flujo de agua perdida por la evaporación dentro de la torre y el vapor saturado del aire a la salida de la torre. Además, el método no cuantifica el calor rechazado por la torre de enfriamiento que es un parámetro muy importante que influye para mejorar la optimización del sistema.

El proceso de evaporación dentro de la torre de enfriamiento se lleva acabo a causa del incremento en la temperatura del aire y la humedad.

Koppers y Kroger [52], propusieron una técnica de predicción mediante la inclusión de la pérdida de agua por evaporación en la ecuación de la energía. El efecto de la evaporación

provoca que la tasa de flujo de agua disminuya entre la salida y la entrada, y como resultado, la relación de agua-aire (L/G) varía a través de la torre. Estos efectos si fueron analizados por Baker y Shryock [3], los cuales estudian la variación de la tasa de agua evaporada y la variación de la relación (L/G), en su análisis determinaron que la relación (L/G) aumenta en 4.4 % a 22°C y la pérdida por evaporación resultan en un aumento del 1,34% por cada grado.

Mohiuddin A,K,M y Kant K. [1], comparan los resultados obtenidos con las investigaciones realizadas por Hutchison and Spivery [53] y McKelvey y Brooke [54], en una gráfica donde la variación de la temperatura de salida del aire es estudiada contra el promedio de la temperatura del agua al pasar por la torre de enfriamiento como se muestra en la **figura 4**. También en la misma figura se muestra las condiciones con las cuales modelaron analíticamente la torre de enfriamiento, en el cálculo realizado tomaron en cuenta las variaciones de entalpia, temperatura y otras propiedades del agua y aire que variaban respecto a la temperatura, [1][55].

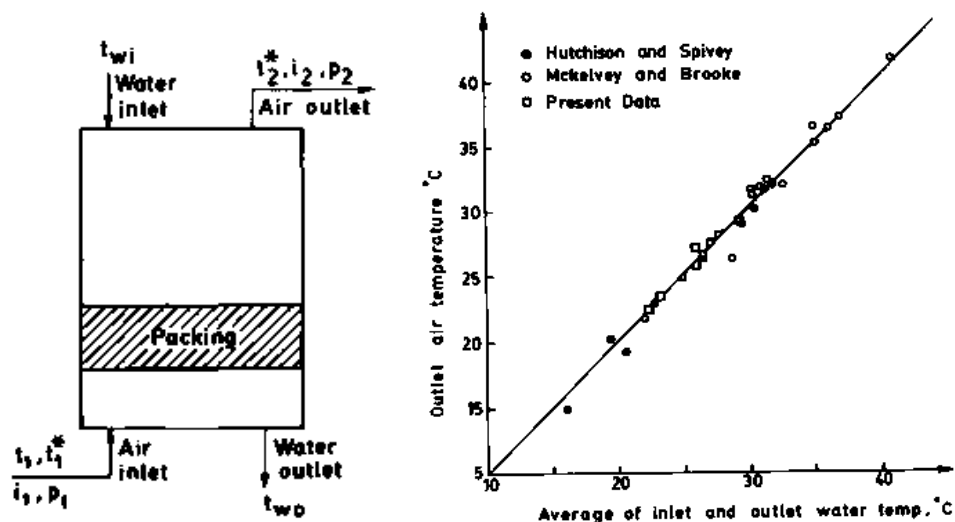


Figura 4. Muestra las condiciones y variables que fueron analizadas en el modelado de Mohiuddin A,K,M, Kant K., la segunda figura muestra los resultados obtenidos comparados con otras investigaciones bajo las mismas condiciones de entrada y salida.

Existen distintos y variados estudios realizados por investigadores sobre la optimización de las torres de enfriamiento, mediante cálculos analíticos de las ecuaciones de estado y más recientemente mediante algoritmos numéricos y el apoyo de paquetes de CFD.

En estudios e investigación realizados han decidido retirar el relleno convencional, mediante el uso de eficientes atomizadores de baja presión por lo cual la resistencia del medio refrigerante decrece considerablemente, esto es utilizado en torres a contraflujo como lo muestra la siguiente **figura 5**. Dentro de estas torres las pequeñas gotas de agua tienen dos movimientos el primero de ellos, es el ascenso de la gota de agua y siguen la dirección del flujo de aire, la partícula por efecto de gravedad comienza a descender en caída libre siendo esta la segunda parte del movimiento, en el cual la partícula está en un movimiento a contra flujo dentro de la torre de enfriamiento y es vista como un sistema de lecho fluidizado, [56].

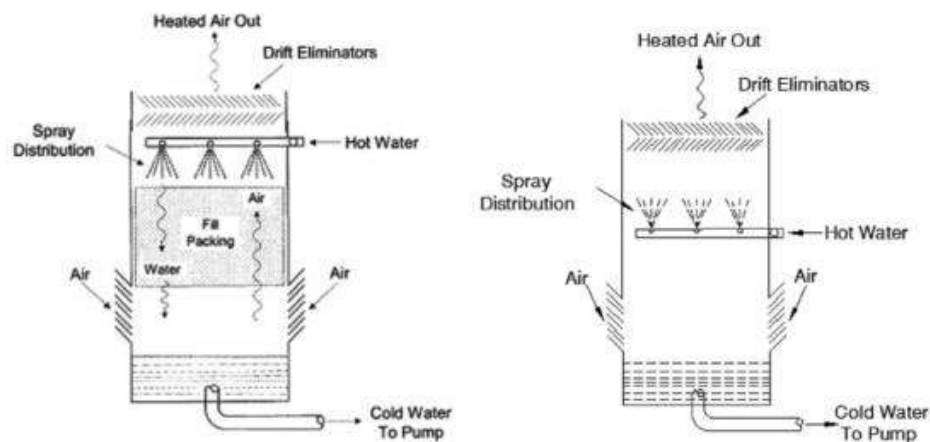


Figura 5. Representación esquemática entre torres de enfriamiento convencionales y torres de enfriamiento de regadera.

Otro trabajo de análisis e impacto del relleno en el rendimiento de la torre es el trabajo de M. Lucas *et al.*[8], ellos investigaron el impacto del separador de gotas o drift eliminator en el rendimiento de la torre de enfriamiento comparando varios tipos de separadores evaluados contra las características de la torre como se muestra en la **figura 6**. En la **figura 7** se muestran los resultados de forma gráfica la relación de L/G contra la característica de la torre denominado TC, demostrando que el separador de gotas tiene gran influencia en el rendimiento de la torre bajo las mismas condiciones de operación.

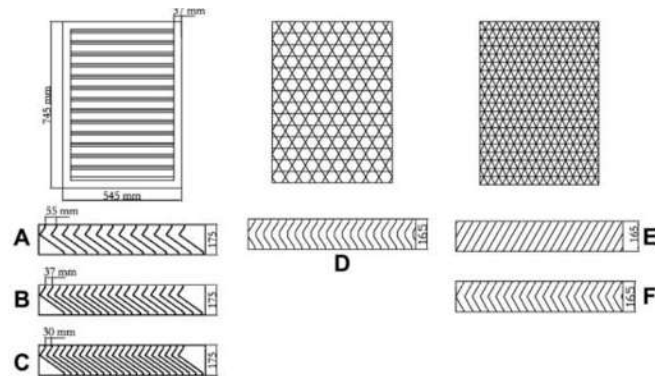


Figura 6. Diferentes separadores de gotas utilizados para la experimentación en el trabajo de M. Lucas *et al.*

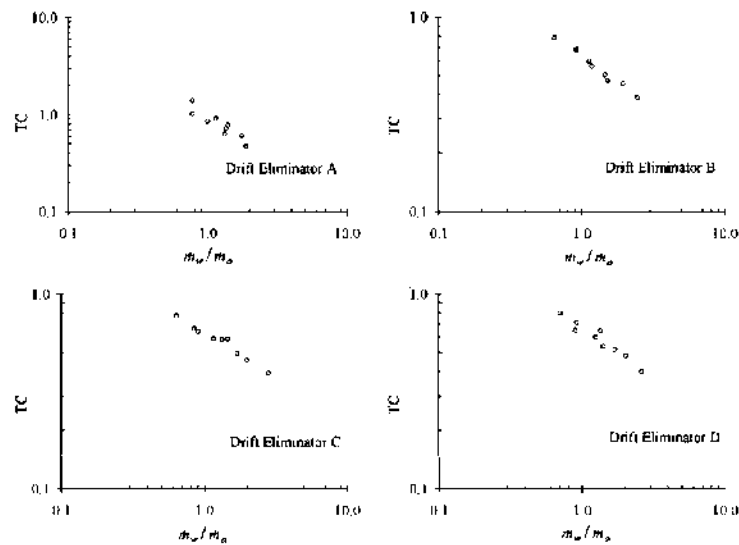


Figura 7. TC vs L/G con varios separadores de gotas.

Durante la operación de la torre es normal que el relleno se vaya ensuciando debido a las impurezas del agua como sales y minerales o del mismo entorno, creando el sarro que afecta el flujo del agua, así como la transferencia de calor. Por lo tanto, la formación de sarro afecta en gran medida la capacidad y eficacia el funcionamiento de las torres de enfriamiento. Para evitar estos inconvenientes se han propuesto algunos rediseños dentro de las torres de enfriamiento para reducir la creación de este sarro de sales, [8].

En la actualidad existen algunas torres de enfriamiento del tipo regadera o por sus siglas en inglés (SCT, shower counterflow tower) que completamente eliminan este problema quitando el relleno y haciendo que las gotas de agua sean lo más pequeñas posibles al interior de la torre.

Este modelo rompe con el esquema de aproximación convencional de las torres mejorando la distribución del spray de agua. Debido a estas ideas algunos investigadores presentan análisis sobre el estudio de la gota al interior de las torres.

En estudios de simulación matemática como el realizado por Al-Waked R., Masud Behnia [6], con el software comercial Fluent simularon una torre de enfriamiento de tiro natural en el cual debido a las condiciones de entrada fueron capaces de encontrar perfiles completos de temperatura en el interior de la torre y de los gases de salida de la misma bajo diferentes condiciones externas como lo muestra la **figura 8**.

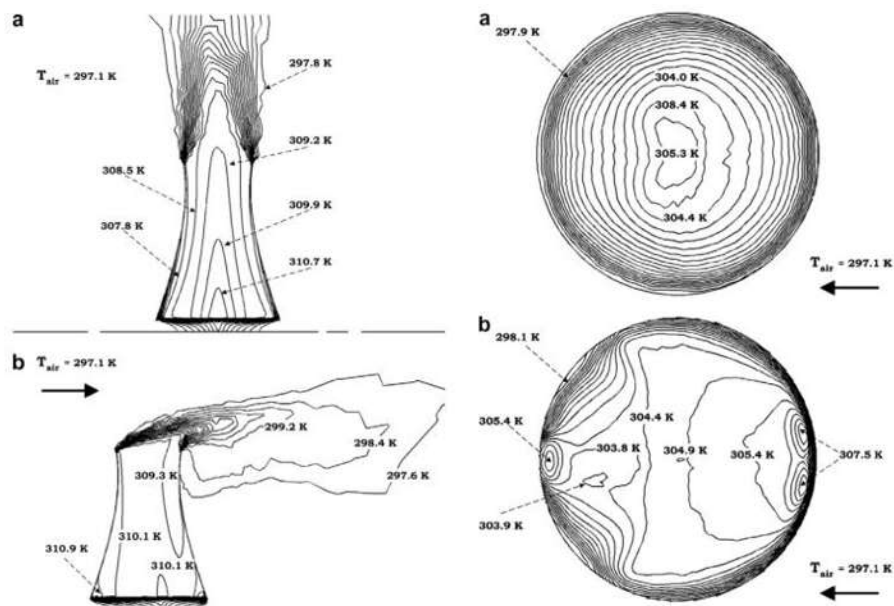


Figura 8. Perfil de temperaturas de una torre de enfriamiento de tiro natural de corte longitudinal y transversal

Caracterización de torres de enfriamiento.

Se han realizado diferentes estudios numéricos y de caracterización de torres de enfriamiento, Kunxiong Tan y Shiming Deng [57], realizaron un estudio de evaluación de torres de enfriamiento que son acopladas a sistemas de aire acondicionado y sistemas que equipan Chillers en su operación sin embargo los métodos de evaluación no permiten obtener con mayor claridad las características de torres modernas de enfriamiento, y la caracterización del calor y masa dentro de estos sistemas de reutilización de agua en torres de enfriamiento o RUWCT por

sus siglas en ingles. Realizan un análisis completamente analítico de la torre y haciendo hincapié en las tres diferencias principales entre las torres convencionales y RUWCT son:

1. La resistencia a la transferencia de calor por el agua, debido a la capa límite entre las interfaces de agua aire.
2. Reducción de intercambio de calor latente.
3. El aumento en el flujo de agua fría.

En su modelo analítico se muestra en la **figura 9**, donde notamos las limitaciones en la interface entre agua y aire que limita el proceso de transferencia de calor.

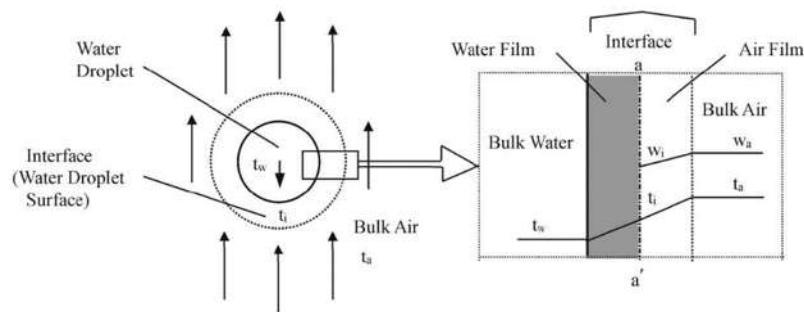


Figura 9. Diagrama esquemático de transferencia de calor y masa entre agua-aire.

El aporte de los autores a la teoría fundamental planteada por Merkel radica en la modificación del término de la entalpía de saturación del agua en la ecuación característica de transferencia de calor en la torre de enfriamiento. Los autores en su estudio consideran que la entalpía debe evaluarse a la temperatura de la interfase.

En la **figura 10** se muestra los resultados obtenidos del experimento realizado dentro del RUWTC los resultados corresponden a los valores obtenidos de la relación que presentan la temperatura de bulbo seco y como se ve afectado el cambio de calor latente con respecto al total del calor transferido. Estos resultados fueron obtenidos en una planta Chiller de un Hotel en una región subtropical, detallando que el método que utilizaron está dentro de la tolerancia requerida en las normas.

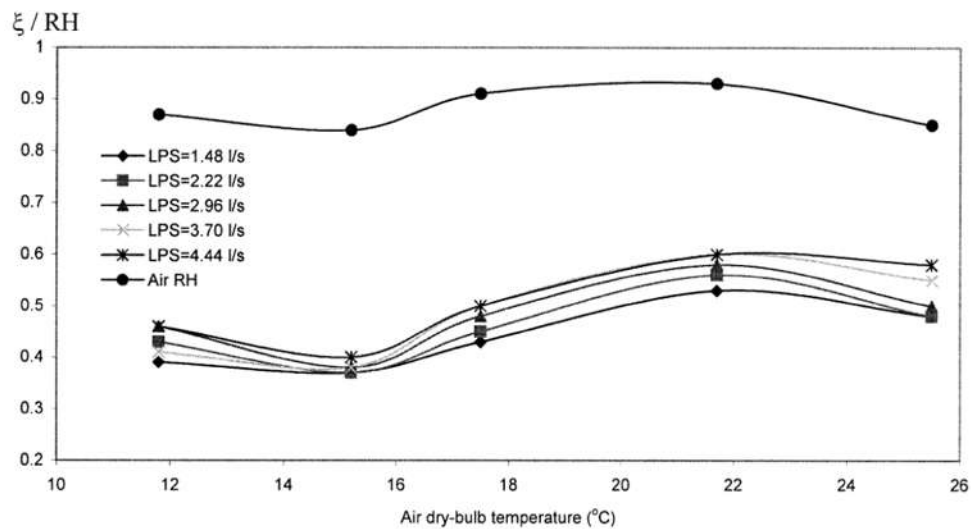


Figura 10. Temperatura de bulbo seco del aire y el cambio de calor latente del total del calor transferido.

M. Lemouari, M. Boumaza, A. Kaabi [7], realizaron un experimento donde analizaban simultáneamente los efectos de la transferencia de masa y calor en una torre de contacto directo entre el agua y aire en una torre de enfriamiento con relleno, la altura de la empaquetadura es de 0.42 m como lo muestra la **figura 11**. En la imagen se puede ver la disposición de la torre de enfriamiento el relleno y el sistema de contraflujo utilizado para la experimentación. En el trabajo de los autores se muestra a detalle las condiciones de operación bajo las cuales se desarrolló su experimentación, además se describe con claridad los valores que se tomaron para el agua recirculaba dentro del sistema y esta que rango de temperatura es calentada por medio de resistencias eléctricas.

De los resultados reportados se tienen graficas del flujo de aire contra el coeficiente de transferencia de masa y calor a diferentes flujos de agua de alimentación como lo muestra la **Figura 12.a** y en la **Figura 12.b** se aprecia la tendencia de la evaporación del agua en el sistema con respecto al flujo de aire, estas figuras se obtuvieron a una temperatura inicial de agua de 35°C. Estos mismos autores realizaron el análisis a diferentes temperaturas iniciales del agua de alimentación.

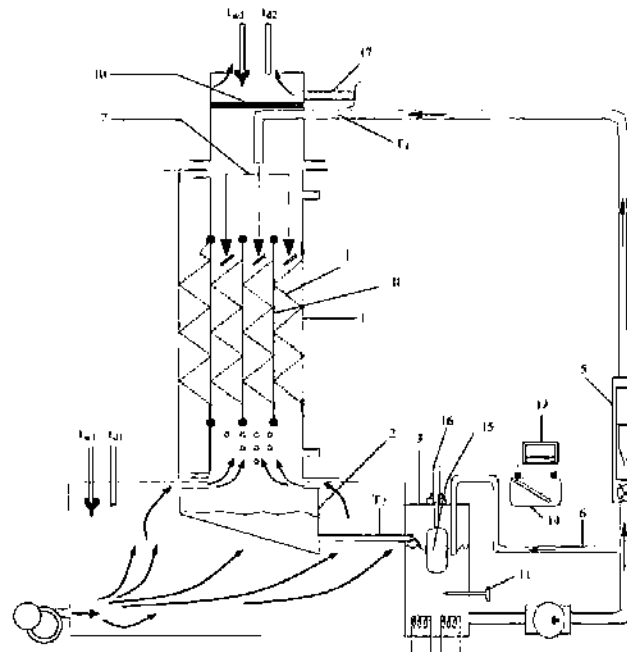


Figura 11. Representación esquemática de la torre de enfriamiento de contacto directo evaporativa a contraflujo.

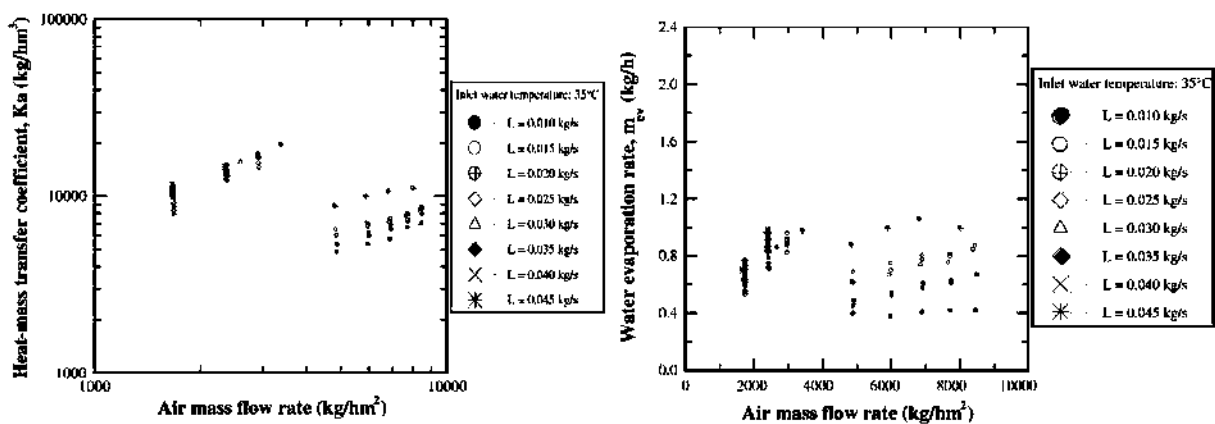


Figura 12. a) Flujo másico de aire contra el coeficiente de transferencia de masa y calor. b) Flujo másico de aire contra la velocidad de evaporación de agua.

Seong-Yeon Yoo, Jin-Hyuck Ki y Kyu-Hyun [58], realizaron un análisis de torres de enfriamiento cerrada a contraflujo sin relleno, pero con tubos de transferencia por los que circula agua caliente a refrigerar, la torre propuesta tiene dos medios de extracción de calor primero el agua es inyectada en gotas y el aire a contra flujo del sistema como se muestra en la **figura 13**. En la figura se puede apreciar la distribución del sistema formado por dos bombas de agua y un ventilado de aire para producir el efecto de tiro forzado de la torre de enfriamiento.

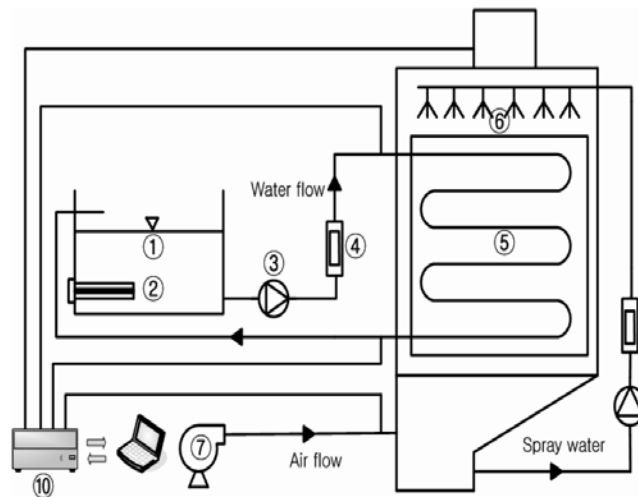


Figura 13. Representación esquemática de la torre de enfriamiento de contacto directo contraflujo. Algunos de los resultados reportados fueron graficas del coeficiente de transferencia de masa en función de la velocidad de entrada del aire en el interior de la torre como lo muestra la **figura 14**, en la cual podemos apreciar que entre mayor es la velocidad del aire el coeficiente de transferencia aumenta casi en forma proporcional, en la segunda figura se muestra el flujo de agua contra la transferencia de calor entre el flujo dentro del tubo y el flujo externo.

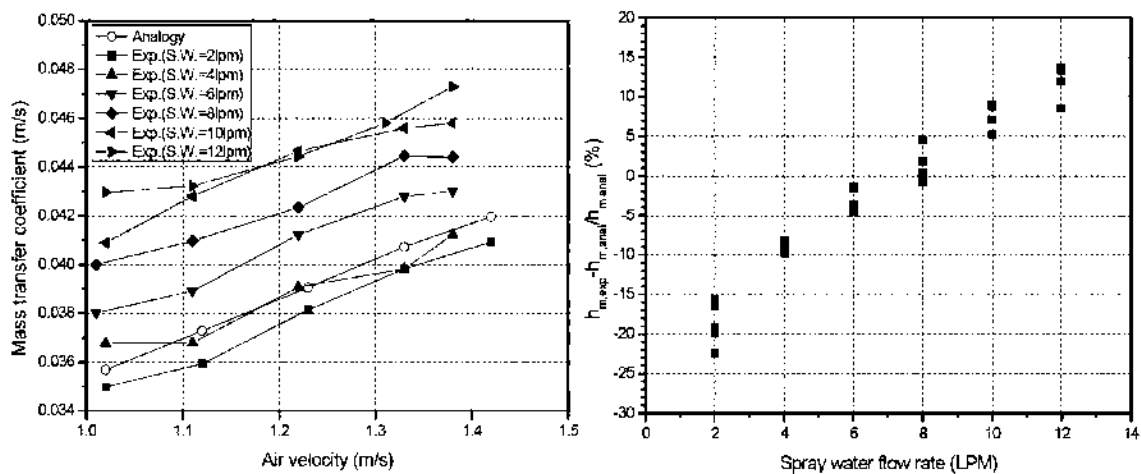


Figura 14. a) Velocidad de entrada del aire contra el coeficiente de transferencia de calor. **b)** Flujo de agua de entrada de agua contra flujo de calor en los tubos.

Otros de los resultados reportados fueron graficas de la relación entre la capacidad de la torre y la velocidad de entrada del aire mostrando una tendencia asintótica entre el aumento de la velocidad el aire y la capacidad de la torre como lo muestra la **figura 15.a** la segunda figura

muestra la capacidad de enfriamiento de la torre contra la temperatura de entrada de la torre además de mostrar el aumento en la eficiencia de la torre.

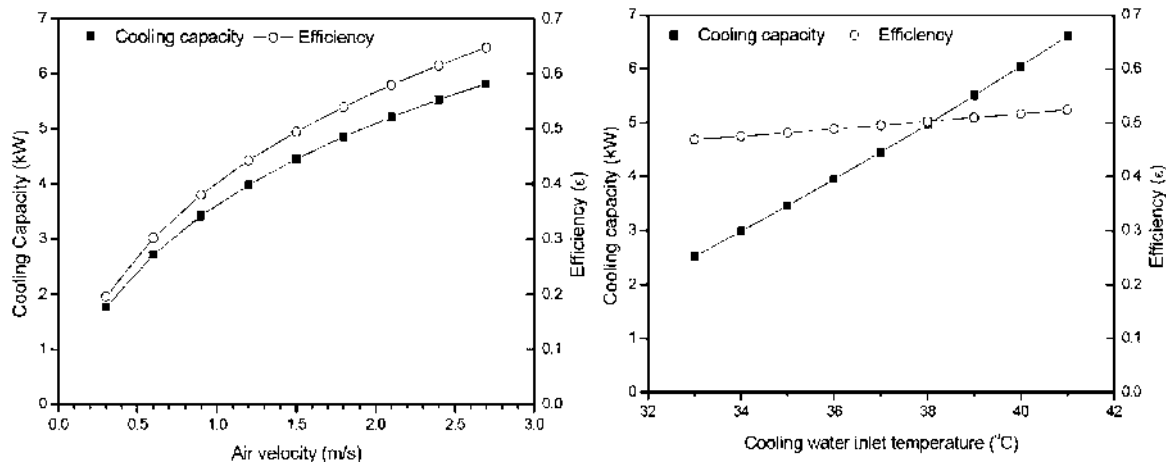


Figura 15. a) Velocidad de entrada del aire contra la capacidad de la torre de enfriamiento. **b)** Temperatura de entrada del agua contra la capacidad y la eficiencia de la torre de enfriamiento.

I. C. Acunha Jr y P. S. Schneider [59], realizaron una simulación numérica del comportamiento de una torre de enfriamiento a contraflujo con un sistema interno de tubos en dos dimensiones utilizando el software comercial Fluent, utilizando un modelo de aproximación Euleriano de tipo bifásico, donde la fase continua es el aire y la fase dispersa es el agua, la dispersión del agua se hizo utilizando agua como fase dispersa además de utilizar un modelo de turbulencia κ - ϵ realizable. En su estudio muestran los resultados de la presión y temperatura dentro de la torre de enfriamiento como lo muestra la **figura 16.a**. Se aprecia el perfil de presión en un corte en el centro de la torre de enfriamiento, la **figura 16 b** muestra el campo de velocidad del aire dentro de la torre. Se puede notar la diferencia de presión entre la entrada y salida del aire, la torre es de tipo inducido como se puede apreciar en la imagen. La velocidad del aire en el interior de la torre se ve afectada por el acomodo de los tubos dentro de la torre y en esta sección se pueden apreciar zonas de baja velocidad que limitan el proceso de transferencia de calor entre el agua y el aire.

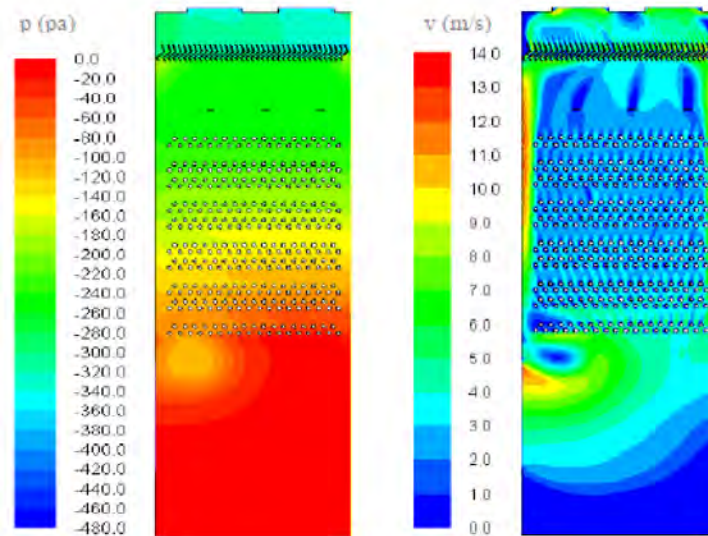


Figura 16. a) Perfil de presión dentro de la torre. b) Perfil de velocidad dentro de la torre.

La **figura 17** muestra el perfil de temperatura del aire dentro de la torre, se puede apreciar la tendencia en el aumento de la temperatura en especial cuando el aire comienza adentrarse en la sección de tubos, al salir de estos se presenta una ligera disminución en la temperatura debido a la inyección de agua dentro de la torre y continua con la misma tendencia hasta el separador de gotas.

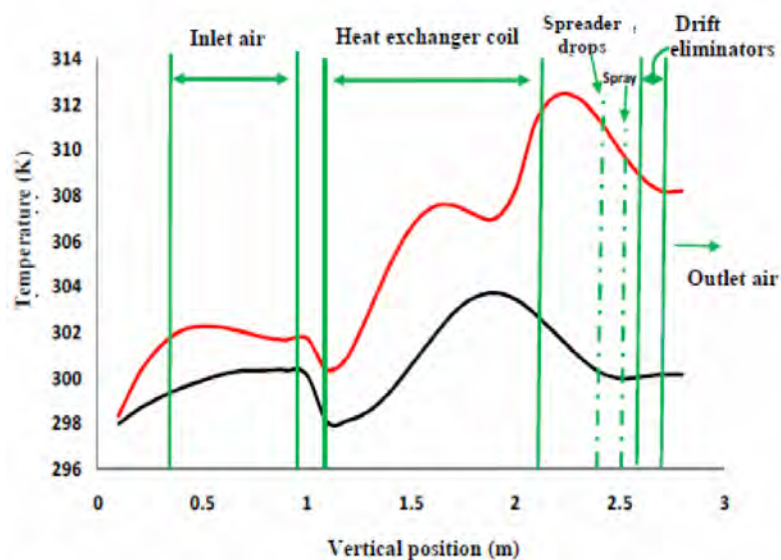


Figura 17. Perfil de temperatura dentro de la torre. La línea negra es la temperatura del aire en su recorrido dentro de la torre y la línea roja es la temperatura en el centro del haz de tubos.

Xiaoni Qi Yongqi Liu y Zhenyan Liu [5],[60], realizaron el modelado matemático exergético de una torre de enfriamiento del tipo regadera, donde analizan el comportamiento de la gota de agua dentro de la torre en todo su recorrido, la torre modelada es de tiro inducido con valores de planta en operación, comentando que la exergía del agua decrece mientras la altura de la torre de enfriamiento aumenta, la destrucción de exergía es elevada en la parte inferior de la torre y gradualmente decrece mientras nos desplazamos a lo más alto de la torre de enfriamiento. Comentan que mientras el diámetro de la partícula se reduce, el aire tiene mayores índices de transferencia de masa y energía. El sistema analizado se muestra en la **figura 18** en la cual se aprecia el análisis del sistema como un volumen de control como lo muestra la segunda imagen.

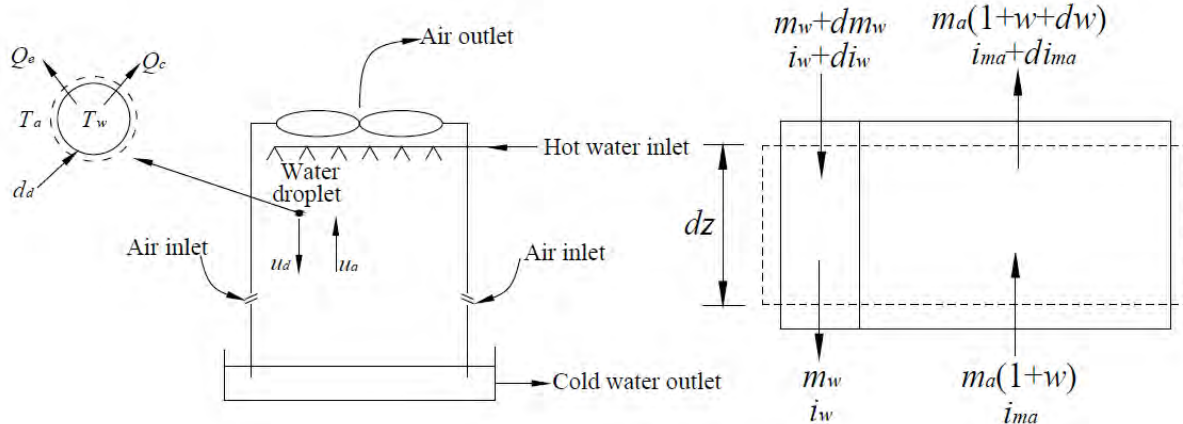


Figura 18. a) Esquema de la torre de enfriamiento de tipo regadera. b) Diagrama de análisis de volumen de control.

En los resultados se logró obtener perfiles del comportamiento de la torre en función de la altura contra la temperatura y la humedad del sistema los resultados se muestran en la **figura 19.a.** donde se aprecia que la temperatura de bulbo seco es elevada cuando la altura de la torre es mínima, teniendo una tendencia del aumento de la temperatura de bulbo seco en el sistema. La temperatura del agua tiene un comportamiento proporcional entre mayor es la altura de la torre mayor es la temperatura del agua y la humedad muestra la misma tendencia. En la **figura 19.b** se aprecia el comportamiento de la torre en función de su altura y contra la exergía del agua.

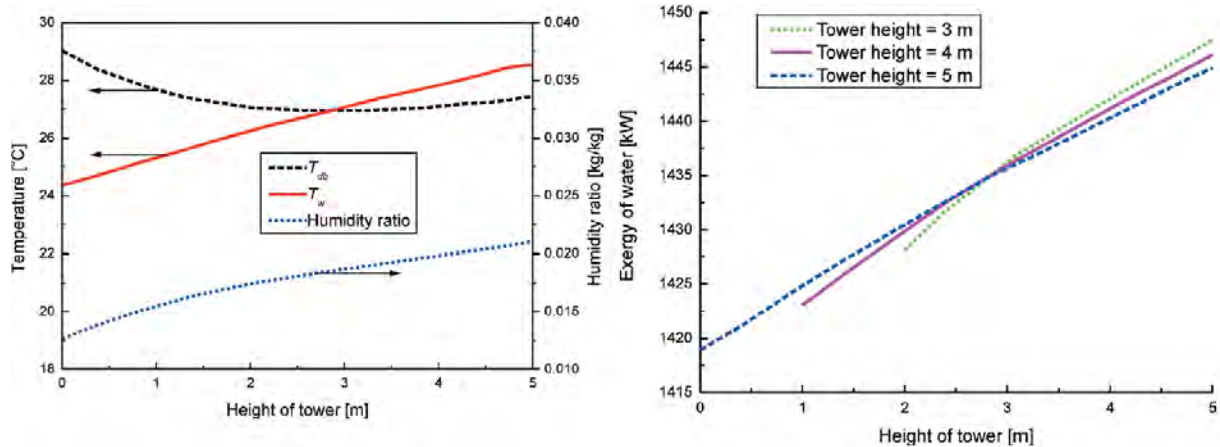


Figura 19. a) Altura de torre de enfriamiento contra la temperatura del sistema y la humedad. b) Altura de torre de enfriamiento contra la exergía del agua en el sistema.

En la **figura 20.a** muestra la destrucción de exergía contra la altura de la torre de enfriamiento y la velocidad del aire en el sistema, la tendencia muestra que a mayor altura de la torre menor es la destrucción de exergía para las diferentes velocidades de aire dentro de la torre de enfriamiento.

La **figura 20.b** muestra la destrucción de exergía en función de la altura de la torre, pero ahora contra el tamaño de partícula dentro de la torre de enfriamiento, observando que a menor diámetro de partícula la destrucción de exergía disminuye.

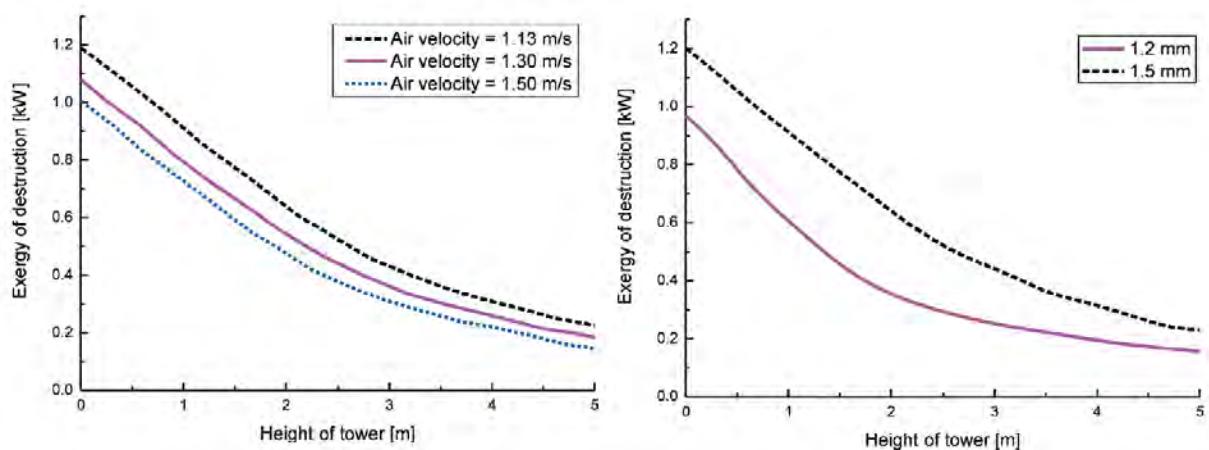


Figura 20. a) Altura de torre de enfriamiento contra la destrucción de exergía y perfiles a diferentes velocidades del aire dentro de la torre. b) Altura de torre de enfriamiento contra la destrucción de exergía y el tamaño de partícula.

Estudio de partículas en torres de enfriamiento

El primero en plantear el estudio de la partícula dentro de torre de enfriamiento fue Merkel, como lo mencionamos con anterioridad, a la fecha se han realizado numerosa investigación sobre el estudio de la gota y su comportamiento dentro de la torre de enfriamiento. Retomando la investigación de Merkel, donde considera las siguientes suposiciones:

1. Los coeficientes de transferencia de masa y calor son constantes dentro de la torre, además la partícula de agua y el aire circundante tienen propiedades constantes.
2. La presión del vapor dentro de la torre es muy baja por lo cual su influencia con la presión de operación de la torre es mínima.
3. En su movimiento la forma de la gota es considerada una esfera.
4. La temperatura exterior de la gota y la interior se consideran iguales.
5. El factor de Lewis es igual a 1.
6. Se consideró que el movimiento de la partícula en el interior de la torre es completamente vertical.

En el trabajo de Xiaoni Qi, Zhenyan Liu y Dandan Li [5], estudiaron el comportamiento de la gota, agregando todas las posibles fuerzas que influyen sobre la partícula como son las fuerzas gravitacionales, fuerzas boyantes y fuerzas de arrastre o resistencia entre los fluidos. Para el coeficiente de arrastre lo consideraron en función del número de Reynolds como fluido en transición y turbulento, el movimiento sigue siendo unidireccional en el eje vertical. Consideraron diferentes temperaturas de salida de la gota además de la velocidad inicial con la que saldría del aspersor. También realizaron un análisis de la velocidad del aire dentro de la torre teniendo los siguientes resultados.

El tamaño de la partícula es relevante debido que si es muy pequeño estas serán arrastradas por el aire y saldrán de la torre que es algo no deseable en la torre. Menciona que el diámetro equivalente es significativo en la transferencia de calor como lo muestra la **figura 21.a** La **Figura 21.b** muestra el tiempo de estadía de la partícula dentro de la torre si se puede apreciar que entre más grande sea el diámetro de la partícula el tiempo de la gota dentro de la torre tienen un

comportamiento asintótico, y mientras más pequeña sea la partícula el tiempo de residencia dentro de la torre es mayor.

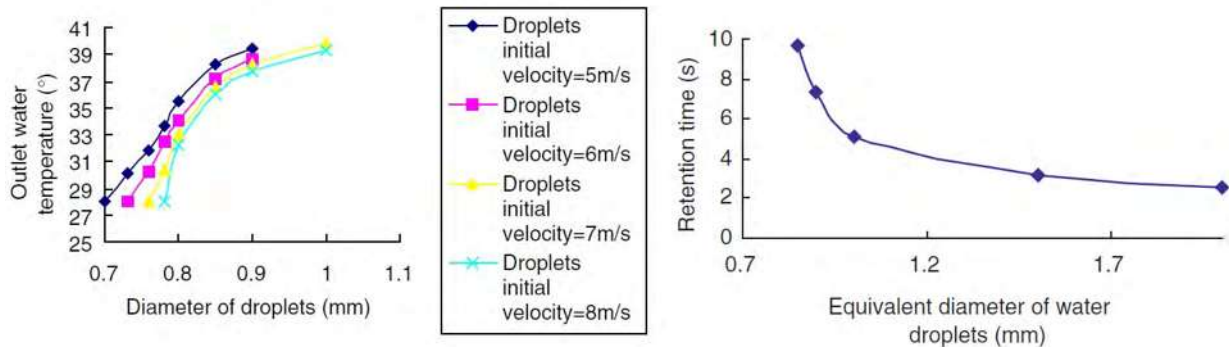


Figura 21. a) Diámetro equivalente vs temperatura de la partícula. b) Diámetro equivalente de la gota vs tiempo de residencia dentro de la torre.

Otros de sus resultados es la influencia de la altura de inyección de la gota dentro de la torre contra el diámetro de la partícula. Si la parte más alta de la torre es de 2.5 m la gota no se verá arrastrada por el aire aun con diámetros equivalentes de 0.7 a 5 mm como lo muestra la **figura 22.a** Sin embargo, como la velocidad inicial de la gota de agua aumenta, la gama de diámetros disminuirá correspondientemente. Cuando la velocidad de las gotas aumenta a 8 m/s, todas las gotas sobre pasarán el eliminador de gotas por lo cual estarán fuera de la torre de enfriamiento. La **figura 22.b** muestra la influencia del diámetro equivalente de la gota contra la temperatura de salida de la torre en función de diferentes velocidades del aire dentro de la torre, se observa la tendencia que a menor diámetro equivalente la temperatura de salida de la partícula será menor.

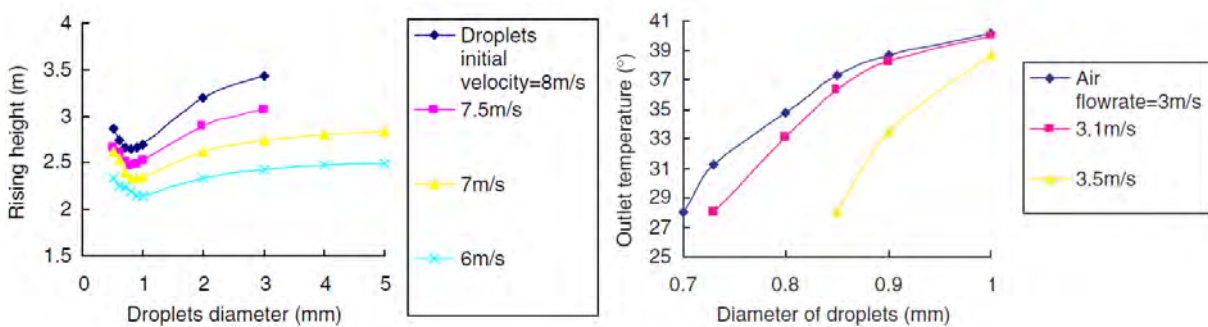


Figura 22. a) Diámetro de la gota vs velocidad de entrada en el sistema. b) Diámetro de la gota vs temperatura de salida de la gota.

Giulio Lorenzini y Onorio Saro [61] investigaron la dinámica de partículas de agua que se evaporan en aire estudiando el porcentaje de masa perdida por la gota de agua en su recorrido desde la aspersión hasta su destino, mencionando que el agua es un recurso que poco a poco está escaseando, realizan este estudio en un entorno agrícola de riego para poder reducir el impacto de escases de este fluido en la sociedad y la industria.

Las suposiciones realizadas en el estudio son las siguientes:

1. Se considera que las únicas fuerzas que actúan sobre la gota son el peso, fuerzas boyantes y de fricción.
2. La gota tiene forma esférica en toda su trayectoria.
3. La fuerza de fricción tiene dirección opuesta a la velocidad del fluido en todo el recorrido de la partícula.
4. El volumen de la esfera varía en todo su recorrido.
5. Estudio de humedad del aire es tomado en cuenta;
6. La difusión de aire en el agua es insignificante.

En los resultados reportan diferentes relaciones entre las propiedades de las gotas de agua y su trayectoria, velocidad inicial, temperaturas iniciales del agua y del aire, diámetro de la partícula entre otros. La **figura 23 a** muestra dos graficas la primera de ellas son los resultados obtenidos en relación al diámetro de la partícula contra el porcentaje de masa evaporada a lo largo de la trayectoria de la partícula la **figura 23.b** muestra la relación de la velocidad inicial de la partícula y el impacto que tiene esta variable en la dinámica de la partícula ocasionando que a mayor velocidad mayor masa evaporada, esto es debido a que los efectos conectivos son más significativos por la alta velocidad de la partícula y la velocidad del aire ocasionando una velocidad relativa mayor.

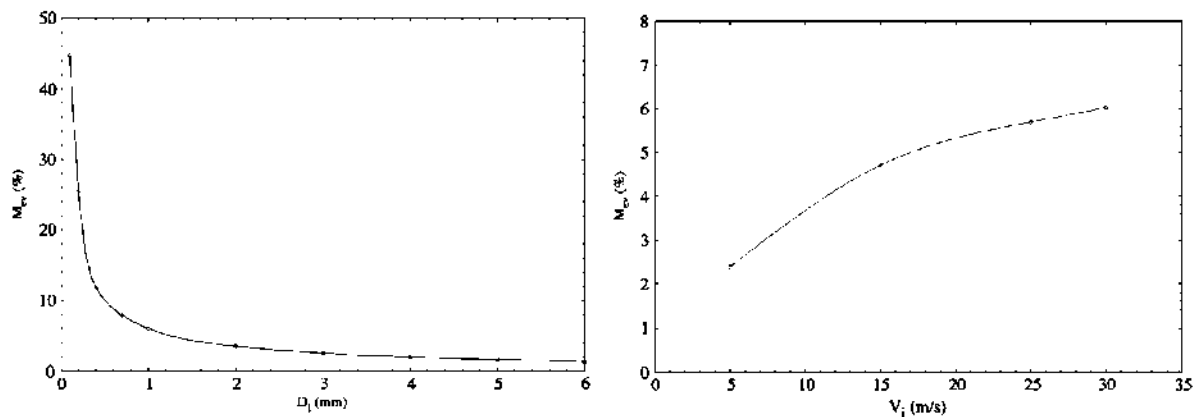


Figura 23. a) Diámetro de la partícula contra el porcentaje de masa evaporada. b) Velocidad inicial de la partícula contra el porcentaje de masa evaporada.

En la **figura 24.a** se muestra la tendencia de la temperatura inicial de la gota de agua y el aire circundante en la primera grafica notamos que a menor temperatura la pérdida de masa es menor debido a que el gradiente de temperatura entre el agua y el aire es mínimo conforme la temperatura aumenta la pérdida de masa va incrementando. En la **figura 24.b** tenemos una temperatura constante de la partícula y temperatura inicial del aire variable observando la misma tendencia que la figura anterior.

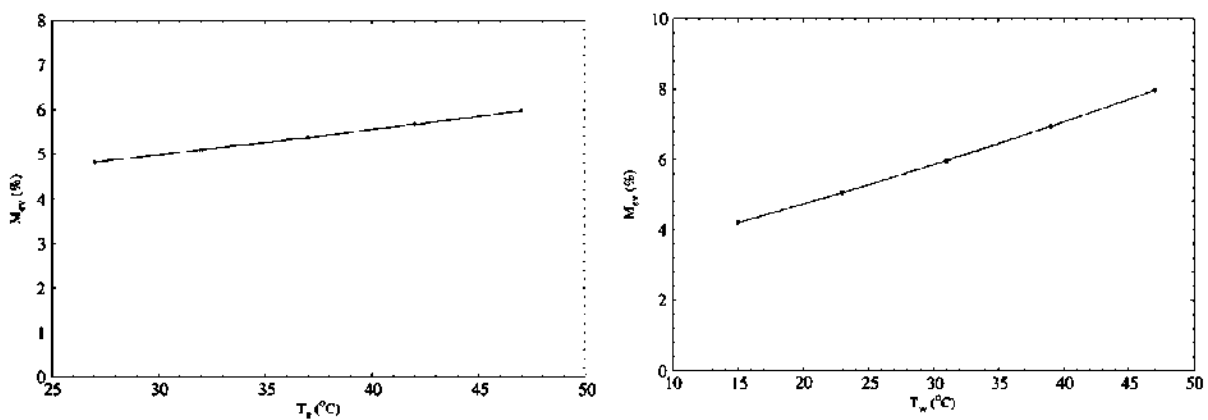


Figura 24. a) Temperatura inicial de la partícula contra el porcentaje de masa evaporada. b) Temperatura del aire contra el porcentaje de masa evaporada.

La **figura 25.a** muestra la pérdida de masa en función del diámetro inicial de la partícula acorde que entre mayor diámetro la pérdida de masa será mayor y la **figura 25.b** muestra los diferentes mecanismos de calor en la partícula dependiente del tiempo en su trayectoria y la gráfica muestra

que el efecto dominante en la cinética de la partícula es efectivamente el aporte por convección entre la partícula y su medio.

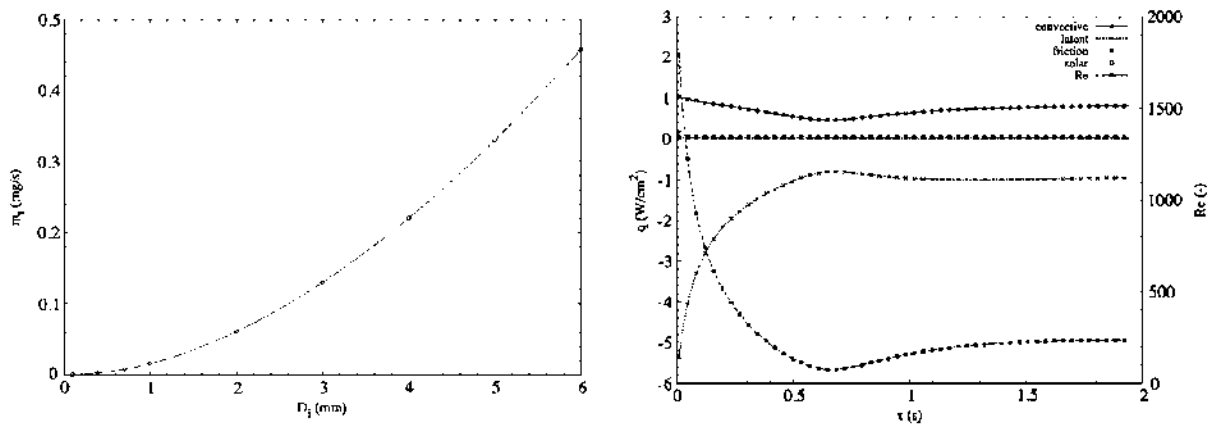


Figura 25. a) Diámetro de la partícula contra la masa evaporada. b) Aporte de los diferentes mecanismos de transferencia de calor en función del tiempo de trayectoria de la partícula.

El modelado numérico y la simulación numérica basados en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) han demostrado ser herramientas efectivas para comprender los mecanismos de transferencia de calor y masa presentes en las torres de enfriamiento. Halasz [62] y Bourouni [63] informaron un estudio numérico de la evaporación del agua en una torre de enfriamiento de flujo cruzado. Las pérdidas de agua por evaporación se encontraron en 5.1% de la cantidad total de agua que ingresa a la torre de enfriamiento. Consuegro et al. [17] han desarrollado un modelado numérico CFD para simular el arrastre y la deposición de gotas de agua emitidas a un entorno urbano por una torre de refrigeración de tiro mecánico. Posteriormente, Sánchez [26] han simulado la vida útil de las partículas en diferentes condiciones atmosféricas y de gotas, utilizando la misma instalación experimental utilizada por Consuegro et al. [17]. Ambas investigaciones definieron un modelo euleriano-lagrangiano para simular el movimiento de gotas de aire-agua. Las gotas en estudio fueron expulsadas desde la torre de enfriamiento. Klimanek et al. [64] presentó un modelado CFD tridimensional de la torre de refrigeración húmeda natural con inyección de gases de combustión. El flujo multifásico en la zona de lluvia se resolvió mediante el enfoque de Euler-Euler. La correlación de Ranz y Marshall se utilizó para determinar la transferencia de calor, mientras que la correlación de Schiller y Naumann se utilizó para determinar el coeficiente de arrastre. En el estudio de Klimanek [64], se supuso un diámetro de gotita constante de 5,5 mm. Velandia et al. [23]

estudiaron la dinámica del flujo de aire en una torre de enfriamiento. La complejidad del flujo en algunos elementos de la torre de enfriamiento como el relleno y el eliminador de bruna se simplificó asumiendo esos componentes como medios porosos.

En el nivel de gotas de agua, algunos estudios experimentales y numéricos informaron los procesos de transferencia de calor y masa. Guella [42] y Tissot [38] realizó un estudio experimental para obtener perfiles de velocidad de gotas en caída libre. Particularmente, llevaron a cabo un estudio numérico sobre el comportamiento de las gotas de agua en un condensador evaporativo. Las simulaciones se llevaron a cabo por medio de múltiples fases agua-aire modeladas como un marco de referencia euleriano-lagrangiano. Más tarde, basándose en el modelo cinético junto con los modelos de transferencia de masa y calor, Qi [5] han desarrollado un modelo unidimensional para estudiar el proceso de movimiento y enfriamiento evaporativo que se produce en el nivel de gotas de agua en una torre de enfriamiento de ducha. Concluyen que el diámetro de las gotas de agua es el factor más aparente que afecta el proceso de enfriamiento. Lorenzini y Saro [61] informaron un interesante estudio sobre la evaporación de partículas de agua. Aunque el estudio no está directamente relacionado con torres de refrigeración, se estudiaron los procesos de transferencia de calor y masa de gotitas caídas rodeadas de aire silencioso para determinar el porcentaje de pérdidas de masa. Finalmente, Terblanche [40] informaron un aparato experimental y una técnica de medición desarrollada para determinar las distribuciones de tamaño de gota en una zona de lluvia de contraflujo. Las tasas de flujo de aire y agua se variaron para investigar la influencia sobre el tamaño de la gota, encontrándose que la distribución de las gotas varía en diámetro de 0,25 mm a 9,75 mm. Las investigaciones mencionadas anteriormente han contribuido en gran medida a la comprensión de los complejos mecanismos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en las torres de refrigeración. Sin embargo, algunos otros aspectos importantes deben investigarse para otras condiciones particulares. Uno de esos aspectos son las pérdidas de agua causadas por la evaporación y el arrastre. Además, una serie de suposiciones adoptadas también requieren algunos refinamientos. Tal es el caso del coeficiente convectivo de transferencia de calor que comúnmente se supone constante [21]. Por otro lado, la modelización de la transferencia de calor requiere tener en cuenta los valores instantáneos de las velocidades relativas de las gotas de agua y el aire, a fin de conocer los valores instantáneos.

Capitulo II. Caso de estudio.

Caso de Estudio.

Las torres de refrigeración son dispositivos ampliamente utilizados en la industria para rechazar el calor de diferentes componentes y procesos al aire ambiente. Dado que el mecanismo básico de transferencia de calor para reducir la temperatura del agua es la evaporación, se requieren grandes cantidades de agua. Otras pérdidas importantes son causadas por el arrastre de pequeñas gotas de agua. Por lo tanto, es necesario estudiar con más detalle los mecanismos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en las torres de refrigeración para reducir tales pérdidas de agua.

Descripción de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contra flujo.

La metodología que se presenta en las siguientes secciones se aplica a una torre de enfriamiento con el fin de determinar las condiciones de trabajo que pueden reducir las pérdidas de agua causadas por la evaporación y el arrastre de masa de agua. La torre de enfriamiento es una torre de contraflujo de tiro forzado, que se utiliza para disipar el calor de una planta de ciclo binario que utiliza isopentano como fluido de trabajo y produce una potencia de salida de 300 kW_e en condiciones de diseño. El sistema se encuentra actualmente instalado en la comunidad de Simirao (Estado de Michoacán, México), por lo que las condiciones ambientales son las correspondientes a esta ubicación. La torre de enfriamiento tiene ocho ventiladores que obligan al aire a pasar a través de la torre desde abajo hacia arriba. El agua a enfriar se dispersa mediante seis aspersores autopropulsados colocados en la parte superior de la torre, teniendo de este modo un proceso de enfriamiento en contraflujo. La Torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo, tiene una altura total de 5.5 m por 7.3 m de largo y 3.6 m de ancho, los ventiladores están situados a una altura de 1.8 m respecto del suelo, con flujos de operación mínimo de 182.0m³/h y máximo de 545.0m³/h. **La figura 26** muestra la torre de enfriamiento y los rociadores.

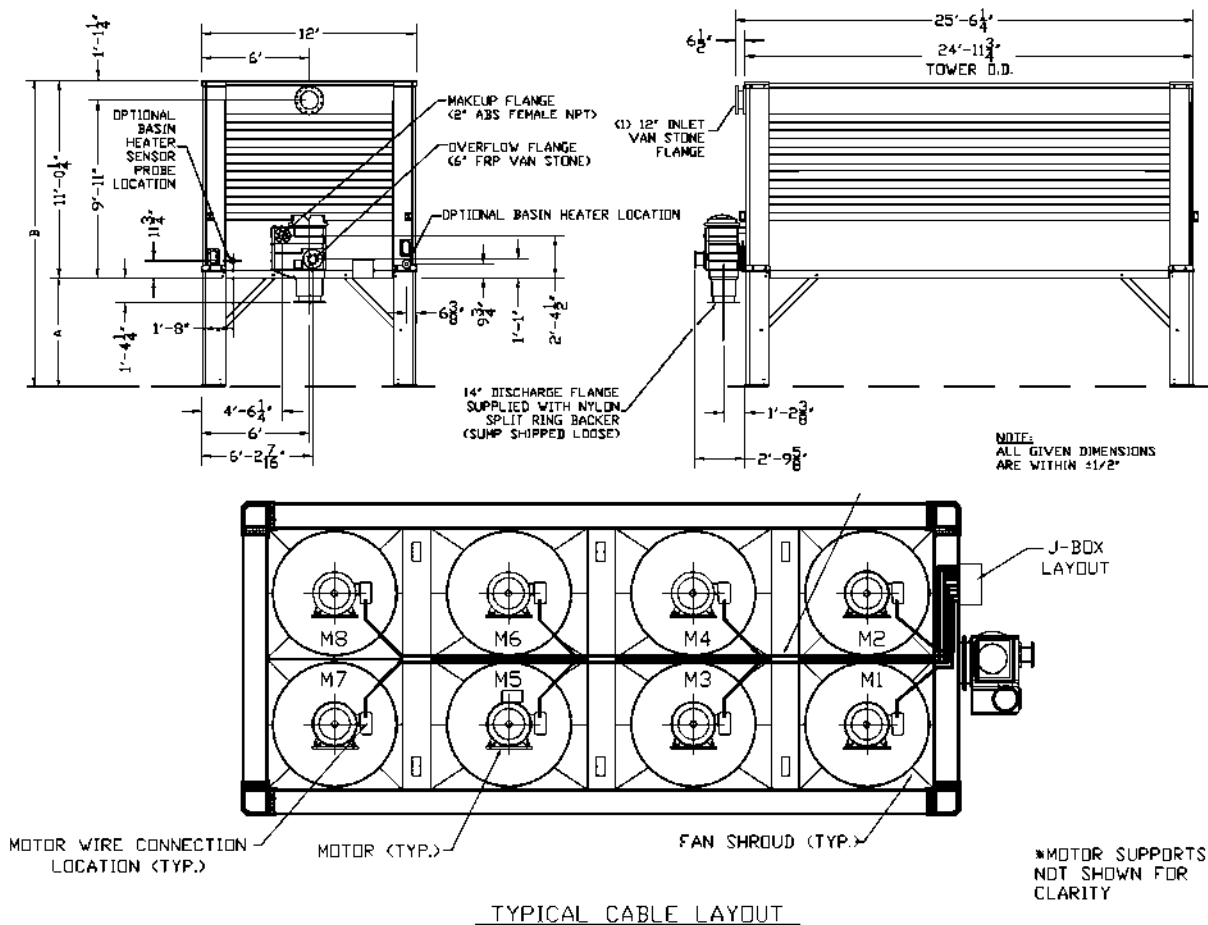


Figura 26. Torre de enfriamiento del caso de estudio.

La torre de enfriamiento, objeto de estudio, es un modelo Tower Tech Inc. Modelo EF.288.219, la **figura 27** muestra el aspersor utilizado en la actualidad y el tipo de empaquetamiento.

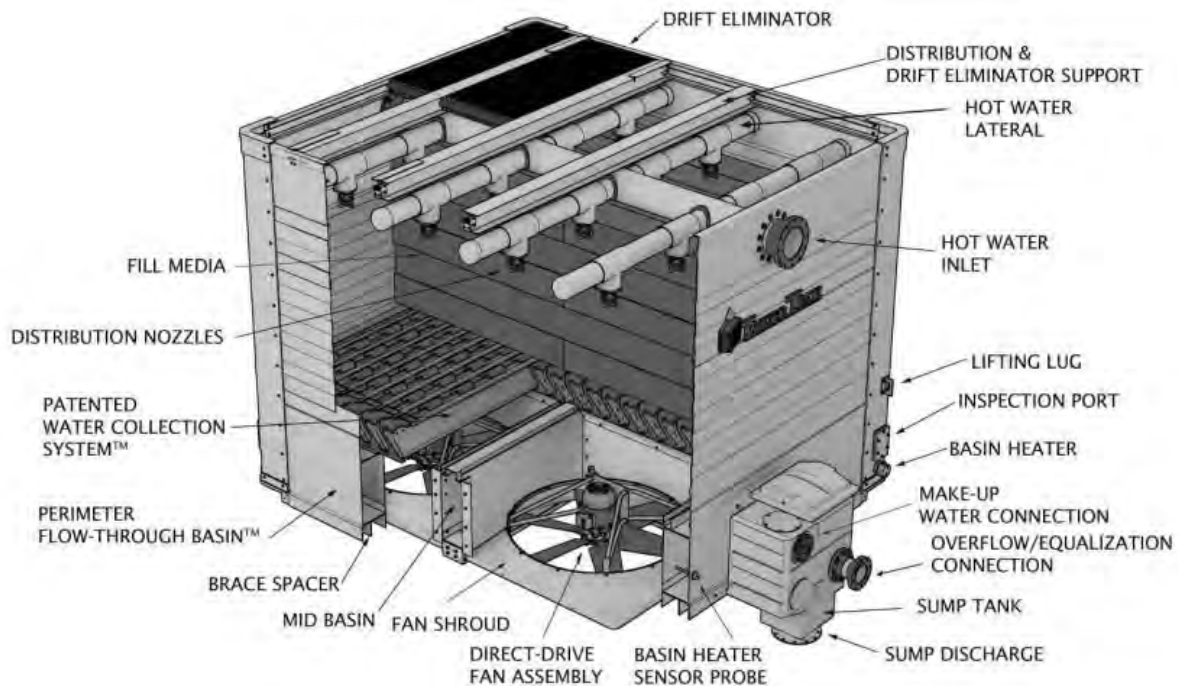


Figura 27. Muestra el diseño actual del aspersor de la torre tower tech y el relleno.

Para llegar a cumplir con los objetivos planteados en la metodología y optimización del aspersor dentro de la torre se debe tener en consideración que la fase de aire tiene propiedades que dependen de la temperatura y estas dependen del recorrido del aire dentro de la torre, la fase líquida de agua estará sujeta a las condiciones de operación de la planta.

En la **figura 28** se muestra la metodología propuesta para alcanzar los objetivos planteados en este trabajo.

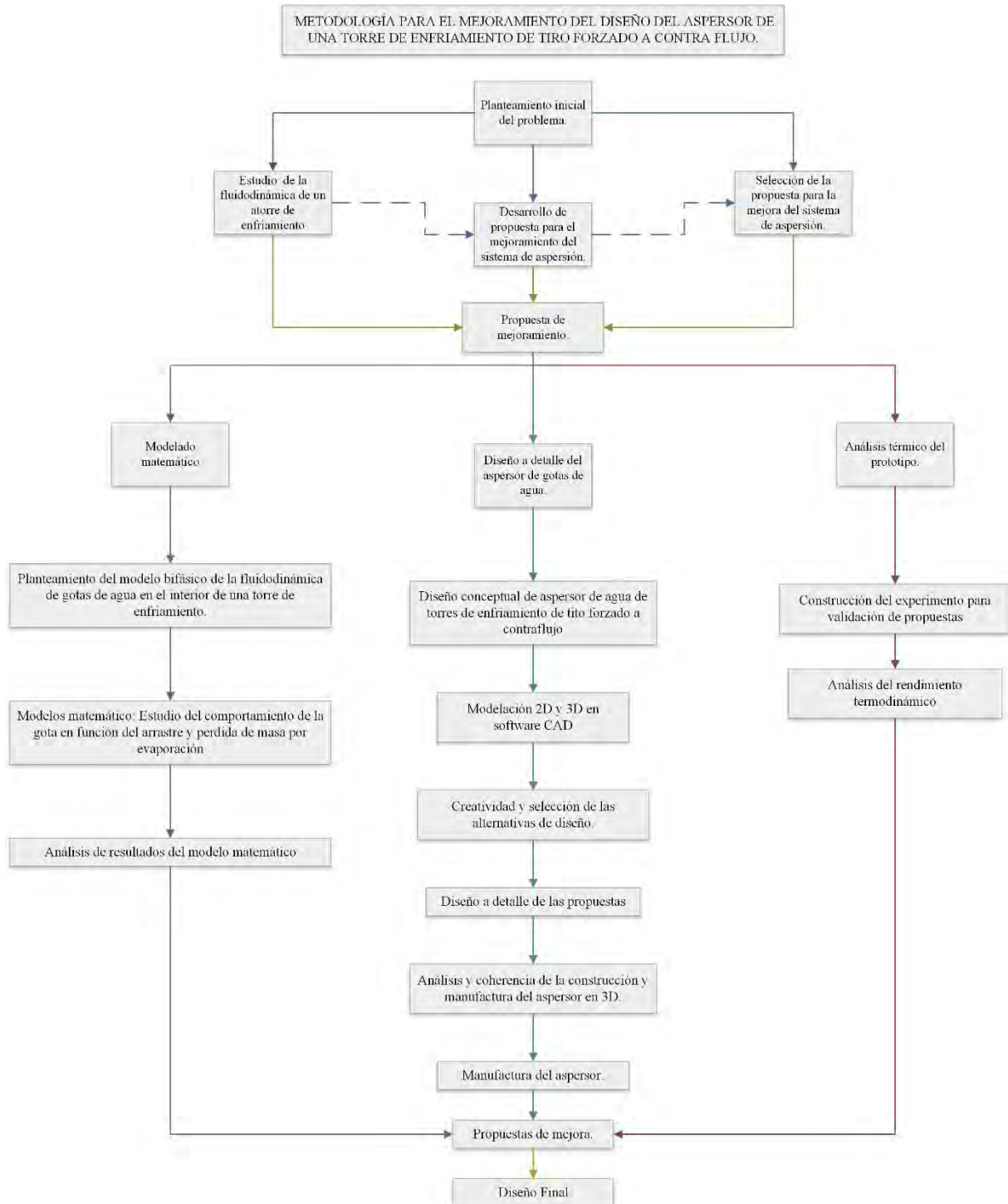


Figura 28. Diagrama de metodología de solución.

El software comercial de CFD PHOENICS® fue utilizado para resolver las ecuaciones de conservación de masa, energía y momentum para la fase continua (aire) que describen al sistema interno de la torre de enfriamiento mediante técnicas de volumen de control (VOC). La cinética de las partículas de agua dentro de la torre de enfriamiento se resolvió mediante un esquema de referencia Lagrangiano con el cual se puede dar seguimiento de la partícula, como posición y velocidad instantáneas, además del intercambio de energía con la fase continua, en este caso el aire circundante del sistema, con esto es posible cuantificar la pérdida de masa por evaporación de las gotas de agua bajo diferentes condiciones de velocidad inicial y temperatura del aire. Lo anterior se hace mediante el código GENTRA® el cual viene incluido como un módulo dentro de la versión PHOENICS®.

Modelo Matemático.

La representación del modelo matemático se puede observar en la **figura 29** en la cual se representa el dominio computacional del sistema de la torre de enfriamiento a contraflujo de tiro forzado. En el cual se realizaron las siguientes simplificaciones en el modelo:

1. Es un proceso en estado estable.
2. La fase continua se encuentra en todo el dominio computacional.
3. Las gotas de agua son esféricas (esto es posible considerarlo debido a que el número de Weber es menor a 1).
4. Las propiedades físicas del agua y aire dependen de la temperatura
5. Perdidas de calor por las paredes del sistema no fueron tomadas en cuenta.
6. La distribución de temperatura y velocidad del aire son uniformes en la entrada de la torre.
7. La Fuerza de sustentación y arrastre sobre la gota por la fase continua son tomadas en cuenta.

El flujo de fluidos considera las fuerzas boyantes debidas a cambios de densidad ocurridos por los gradientes de temperatura en las fases. La principal fuerza que actúa en el sistema es debidas al aire forzado en la alimentación de la torre.

El modelo conceptual del agua y el aire que fluye en una torre de enfriamiento de contraflujo se representa en la **figura 29**. La fase continua corresponde al aire que fluye dentro de la torre de enfriamiento desde abajo hacia arriba y el flujo de aire es forzado hacia arriba por medio de

varios ventiladores colocados en la parte inferior de la torre de enfriamiento. La fase dispersa está formada por las gotas de agua que se descargan uniformemente por medio de aspersores colocados en la parte superior de la torre de enfriamiento.

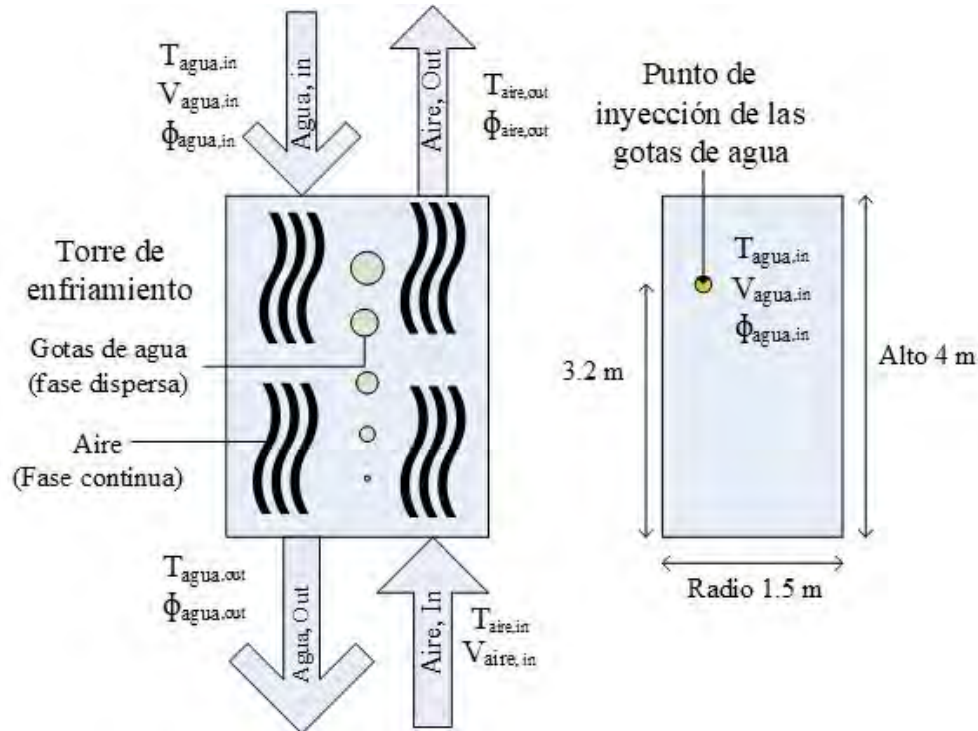


Figura 29. Modelo conceptual de la torre de enfriamiento de contraflujo de tiro forzado.

Ecuaciones gobernantes.

Para la representación de las ecuaciones gobernantes que rigen el comportamiento de los fenómenos físicos involucrados, se hizo uso de la ecuación general de conservación, que está representada por la siguiente ecuación diferencial parcial, dicha ecuación representa de manera general los fenómenos de conservación (ecuación 2.1), [29-38]:

$$\nabla \cdot \Gamma_{\phi} \nabla \phi - \nabla \cdot (\rho \bar{V} \phi) + S_{\phi} = \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} \quad (2.1)$$

Donde, ∇ , Nabla es el vector de derivadas. $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} i + \frac{\partial}{\partial y} j + \frac{\partial}{\partial z} k$

ϕ (f_i) representa la variable dependiente, que puede ser velocidad para las ecuaciones de Navier Stokes, temperatura para la ecuación de conservación de energía o cualquier otra variable dependiendo de la ecuación de conservación que se trate, Γ_ϕ (gamma) es el coeficiente de difusión de ϕ , que al igual que la variable dependiente depende de la ecuación que se esté considerando, teniendo en cualquier ecuación las unidades de $\frac{kg}{ms}$, S_ϕ es el(los) termino(s)

fuente, en el cual se consideran todos los términos de las ecuaciones gobernantes que no encajan en la forma de los términos convectivos, difusivos o transitorios.

El primer término del lado izquierdo de la **ecuación 2.1**, representa el término difusivo, el segundo corresponde al término convectivo y el último término de lado izquierdo de la ecuación es el término fuente. Del lado derecho de la ecuación se encuentra el término transitorio (acumulación).

Ecuación de conservación de masa.

La ecuación de conservación de masa, o continuidad, puede ser escrita en la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.2)$$

La **ecuación 2.2** es la forma general de la ecuación de conservación de masa y es válida tanto para flujos compresibles como incompresibles. S_m es el término fuente definido por el usuario, el primer término del lado izquierdo de la ecuación es la acumulación de masa en el sistema, el segundo término es el término convectivo.

Ecuación de conservación de momentum.

La ecuación de conservación de momentum está descrita por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.3)$$

La ecuación de conservación de momento para ambas fases está compuesta por los siguientes términos: término transitorio o de acumulación de momentum, el término de transporte de momento convectivo, término de transporte de momento difusivo o viscoso, las fuerzas de cuerpo, y el término fuente en el cual se pueden introducir fuerzas externas.

Ecuación de conservación de energía.

La ecuación de energía en la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + \rho)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v})) + S_h \quad (2.4)$$

Donde K_{eff} es la conductividad efectiva ($K+K_t$, donde K_t es la conductividad térmica turbulenta, definida de acuerdo al modelo de turbulencia usado), \vec{J}_j Es el flujo difusivo de la especie J. Los primeros tres términos del lado derecho de la **ecuación 2.4** representan la transferencia de energía debido a conducción, el segundo es la disipación viscosa. S_h incluye el calor generado por reacciones químicas, fuentes de generación o disipación de calor, y cualquier otra fuente definida por el usuario.

Modelo de turbulencia κ - ϵ .

El modelo κ - ϵ estándar es un modelo semi-empírico basado en ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (κ) y su razón de disipación (ϵ). La ecuación de transporte para κ es derivada de una ecuación exacta, mientras que la ecuación de transporte para ϵ fue obtenida usando razonamientos físicos. En la derivación del modelo κ - ϵ , se asume que el flujo es totalmente turbulento, y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. Por lo tanto, el modelo κ - ϵ estándar es válido solamente para flujos turbulentos.

Ecuación de transporte para el modelo κ - ϵ estándar.

La energía cinética turbulenta κ , y su razón de disipación, ϵ , son obtenidas de las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2.6)$$

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad, G_b es la generación de energía cinética turbulenta debido a la boyancia, Y_M representa la contribución de la fluctuación de la dilatación en turbulencia compresible sobre la razón de disipación global. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, son constantes. σ_K y σ_ε son los números turbulentos de Prandtl para κ y ε respectivamente. S_{κ} y S_ε son términos fuente definidos por el usuario.

Modelado de la viscosidad turbulenta.

La viscosidad turbulenta, μ_t , es calculada combinando κ y ε como sigue:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.9)$$

Las constantes del modelo C_μ , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_K y σ_ε tienen los siguientes valores:

Tabla 3. Constantes del modelo $K-\varepsilon$

Constante	C_1	C_2	σ_K	σ_ε	C_μ
Valor	1.44	1.92	1.0	1.3	0.09

Analíticamente el acoplamiento de las fases se realizaría de la siguiente manera, primero se calcula la trayectoria de la partícula (fase dispersa) sin interactuar con la fase continua, almacenando el calor, la masa y la cantidad de movimiento ganados o perdidos por la partícula, y después, estos valores son alimentados a través de los términos fuente al modelo de la fase continua, por medio de las siguientes ecuaciones:

Término fuente para el acoplamiento de la variación de la masa de la partícula con la ecuación de continuidad de la fase continua.

$$S_m = \frac{\Delta m_p \dot{m}_{p0}}{m_{p0} dV} \quad (2.10)$$

donde Δm_p es el cambio de masa de la partícula en cada volumen diferencial dV en un dt , \dot{m}_{p_0} es el flujo másico inicial de partículas inyectadas en cada elemento diferencial y m_{p_0} la masa inicial de la partícula. El cambio de masa en cada elemento diferencial dV es

$$\Delta m_p dV = N_v M_v A_p dt \quad (2.11)$$

Donde M_v es el peso molecular del vapor, A_p el área de la gota y N_v el flujo molar de vapor $N_v = K_c (C_{v,s} - C_v)$, con $C_{v,s}$ la concentración de vapor en la superficie de la gota y C_v la concentración de vapor en el gas. El coeficiente de transferencia de masa K_c se obtiene de la siguiente correlación para el número de Nusselt

$$K_c = \frac{Nu(D_{v,m})}{d_p} \quad (2.12)$$

siendo $D_{v,m}$ el coeficiente de difusión del vapor en la mezcla.

Los términos fuente de cantidad de movimiento F y energía S vienen dados por:

$$F = \left(\frac{3\mu C_D Re}{16\rho_p r_p^2} (U - U_\rho) + g \left(\frac{\rho_p - \rho}{\rho_p} \right) + \frac{\rho}{\rho_p} U_\rho \frac{\partial U}{\partial r_p} \right) \frac{\dot{m}_{p_0} dt}{dV} \quad (2.13)$$

$$S = \left(\frac{\bar{m}_p}{m_{p_0}} C_p \Delta T_p \right) \frac{\dot{m}_{p_0}}{dV} + \left(\frac{\Delta m_p}{m_{p_0}} \left(-h_f + \int_{T_{ref}}^{T_p} C_{p,v} dT \right) \right) \frac{\dot{m}_{p_0}}{dV} \quad (2.14)$$

donde \bar{m}_p es el promediado de masa de la partícula en el diferencial de volumen dV y ΔT_p el cambio de temperatura de la partícula en dicho diferencial de volumen.

La descripción de cada termino se puede encontrar en la nomenclatura. Para más detalles se puede consultar [65].

Modelo de evaporación de Partículas

Para simular las partículas de agua dentro de la torre tenemos dos formas: La primera forma es resolviendo una ecuación de trayectoria, en un marco de referencia Lagrangiano. Esta ecuación diferencial ordinaria está basada en la segunda ley de Newton del movimiento, que representa a todas las fuerzas que rigen el movimiento de las partículas, las cuales incluyen las fuerzas de fricción o de arrastre, las fuerzas boyantes, las fuerzas inerciales, y la naturaleza estocástica de la turbulencia. De manera acoplada, también se resuelve una ecuación Lagrangiana de cambio de temperatura de partículas, que toma en cuenta los cambios energéticos asociados al cambio de fase que sufren las partículas durante su fusión o evaporación.

En la segunda forma, se resuelven las ecuaciones turbulentas de Navier Stokes, la de continuidad y la de conservación de energía para cada fase (fase dispersa “gotas de agua” y para la fase continua “aire”), en un marco de referencia Euleriano. Es decir, se trata de un flujo bifásico en el que las partículas representan una fase dispersa y el aire dentro de la torre es la fase continúa. Se utilizará el marco Lagrangiano, ya que el tiempo de cómputo necesario para el modelo Lagrangiano es menor al Euleriano. Además, las ecuaciones Lagrangianas involucran términos muy importantes como la transformación de fase de las partículas, la formación de una película de líquido subenfriado o una capa de líquido evaporado alrededor de las partículas durante su trayectoria (aumento o disminución de diámetro) como lo muestra la **figura 30**, la trayectoria que siguen las partículas hasta su fusión y el tiempo de fusión de la partícula [66].

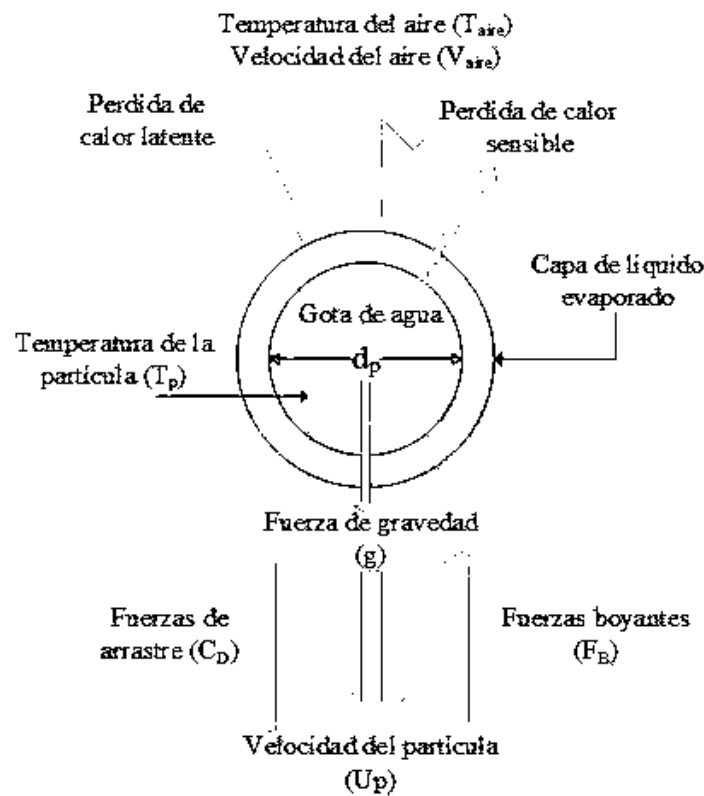


Figura 30. Formación de la capa de vapor saturado alrededor de la partícula³⁰.

En la simulación del comportamiento de las partículas, las ecuaciones Lagrangianas (ecuaciones diferenciales ordinarias) son resueltas describiendo la evolución de la posición, velocidad, masa y temperatura de la partícula. En este sentido, se puede tener un error al simular partículas que solamente intercambian momento y calor con la fase líquida, es decir, las ecuaciones Lagrangianas que se utilicen para la simulación de vaporización de partículas, deben de tomar en cuenta tanto la parte del intercambio de momento e intercambio de calor entre las dos fases, también deben de incluir el efecto del cambio de fase y el cambio de diámetro que sufren las partículas [29-32]. A continuación, se presentan las ecuaciones Lagrangianas que serán utilizadas para simular las partículas de agua.

Cuando el modelo Lagrangiano se encuentra activado, el modelo transforma el estado estable de la fase continua a estado transitorio por la fase dispersa, con lo cual, a las ecuaciones de estado del modelo Euleriano es necesario agregar los términos fuentes que permitirán ensamblar

el intercambio de momentum, masa y energía entre las fases, con lo cual las ecuaciones de la fase continua se transforman de la siguiente manera [67]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_c \phi_c) + \nabla \cdot (U_c \rho_c \phi_c) - \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi_c) = S_\phi + S_{\phi G} \quad (2.16)$$

Donde:

ϕ_c es la propiedad modelada de la fase continua;

ρ_c es la densidad de la fase continua;

U_c es la velocidad de la fase continua;

Γ es el coeficiente de cambio para ϕ_c ;

S_ϕ son las fuentes o sumideros de ϕ_c ; y

$S_{\phi G}$ son las fuentes de interface calculadas y tomadas para la transferencia de ϕ_c entre las fases.

La integración numérica de las ecuaciones de partículas se lleva a cabo de acuerdo con la siguiente secuencia:

- (a) Se calcula el paso de tiempo de Lagrangiano;
- (b) El movimiento de la partícula;
- (c) Se calculan las propiedades de la partícula en la nueva posición;
- (d) Se calculan las fuentes de interface.

La velocidad instantánea de la partícula está dada por siguiente expresión:

$$\frac{dx_p}{dt} = U_p \quad (2.17)$$

Donde x_p es el vector de posición de la partícula y U_p es la velocidad instantánea de la partícula, la cual es calculada de la ecuación de momento de la partícula:

$$m_p \frac{dU_p}{dt} = D_p(U - U_p) + m_p b g - V_p \nabla p \quad (2.18)$$

Dónde: m_p es la masa de la partícula, U_p es la velocidad de la partícula, g es la constante de gravedad, U es la velocidad de la fase continua, b es el factor de boyancia, V_p es el volumen de la partícula, and ∇p es el gradiente de presión de la fase continua, la función de arrastre, D_p .

Esta ecuación es la segunda ley del movimiento de Newton, donde la aceleración de la masa es igual a todas las fuerzas que actúan sobre la particular. El término del lado izquierdo de la expresión es la velocidad de cambio de momentum asociado con la partícula. Los tres términos de la derecha corresponden a las fuerzas que actúan sobre la partícula como son la fuerza de arrastre, las fuerzas boyantes y las fuerzas asociadas con la fase continua.

Para simular el efecto caótico de la turbulencia sobre la trayectoria de las partículas, se aplica un modelo aleatorio en el cual se asume que las partículas son desviadas por los Eddys¹, por donde dichas partículas pasan. El efecto de movimiento aleatorio de la partícula es alcanzado empleando valores instantáneos de U , para las velocidades de la fase continua en la ecuación de movimiento de la partícula:

$$U_c = U_c + U_c' \quad (2.19)$$

El campo de velocidades fluctuantes U_c' es obtenido simplificando cada componente, una distribución normal con una media de 0.0 y una desviación estándar de $(2/3k)^{1/2}$, donde k es el valor de la energía cinética turbulenta.

La función de arrastre D_p sobre la gota de agua es representada por la siguiente expresión:

$$D_p = \frac{1}{2} \rho A_p C_D |U - U_p| \quad (2.20)$$

Donde A_p es el área proyectada de la partícula², C_D es el coeficiente de arrastre del aire sobre la particular. (Está basada en la correlación reportada por Weber [68].

$$C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + 0.15 Re^{0.687}\right) + \frac{0.42}{1 + 4.25 \times 10^4 Re^{-1.16}} \quad (2.21)$$

¹ Eddys, son los remolino presentes en un fluido debido al régimen turbulento del fluido.

² El área proyectada se considera esférica debido a la consideración del modelo numerico.

La evolución de la masa de la partícula, m_p [26], esta descrita por la ecuación de conservación de masa, como:

$$\frac{dm_p}{dt} = -\pi d_p \frac{k_v}{Cp_v} Nu Ln(1 + B_M) \quad (2.22)$$

Dónde: d_p es el diámetro de la partícula; k_v es la conductividad térmica del vapor producido por la pérdida de masa por evaporación de la partícula; Cp_v es la capacidad de calor específica del vapor de agua; Nu es el número de Nusselt, determinado por la siguiente expresión:

$$Nu = 2(1 + 0.3 Re^{0.5} Pr^{0.33}) F \quad (2.23)$$

Dónde: Pr es el número de Prandtl laminar de la fase continua; y F es el factor de corrección de transferencia de masa de Frossling [68][67], dada por:

$$F = \frac{1}{B_M} \ln(1 + B_M) \quad (2.24)$$

B_M es el número de transferencia de masa, que representa las fuerzas que actúan en el proceso de transferencia de masa entre las gotas de agua y el aire circundante, y se define como:

$$B_M = \left[\frac{Y_{vs} - Y_{v\infty}}{1 - Y_{vs}} \right] \quad (2.25)$$

Dónde: Y_{vs} es la fracción de masa de vapor en la superficie de la gota y $Y_{v\infty}$ es la fracción de masa de vapor en gas que rodea a la gota de agua.

La fracción de masa de vapor en la superficie de la gota de agua se calcula con la siguiente expresión:

$$Y_{vs} = \left[1 + \left(\frac{P}{P_{vs}} - 1 \right) \frac{W_c}{W_v} \right]^{-1} \quad (2.26)$$

Dónde: P es la presión total del fluido alrededor de la gota de agua. P_{vs} es la presión parcial del vapor en la superficie de la gota en condiciones de saturación a la temperatura del agua; W_c es el peso molecular de la fase continua; and W_v es el peso molecular del vapor de agua.

Por otro lado, la ecuación que describe el intercambio de energía entre la partícula de agua y el aire circundante toma la forma:

$$Cp_p \cdot m_p \cdot \frac{\partial T_p}{\partial t} = H_{fg} \frac{dm_p}{dt} + \alpha(T_g - T_p) \quad (2.27)$$

Dónde: Cp es el coeficiente de calor de la partícula, T_p y T_g es la temperatura de la partícula y de la fase continua, respectivamente. H_{fg} es el calor latente de evaporación del agua. La fracción del líquido es calculada por media la temperatura de la partícula.

En la ecuación previa, el termino de lado izquierdo representa el término de acumulación de energía de la particular, en el lado derecho el primer término representa el calor latente de evaporación o pérdida de masa de la partícula y el segundo término representa el intercambio de calor sensible entre las fases debido a la diferencia de temperatura y velocidades entre las fases.

Para soportar la suposición de la esfericidad de las gota de agua, la literatura [69] indica que las gotas de agua pueden considerarse volúmenes esféricos para el número de Webber menor o igual a 1 ($We = \rho_{air} v_{rel}^2 D_{dropl} / \sigma_{water}$). En nuestro caso, se usaron diámetros entre 0 y 10 mm, así como velocidades de 0 a 10 m/s. Para el caso particular de gotitas de agua con un diámetro de 3 mm y una velocidad de 4 m/s, el número de Weber es de 0,79. Para gotitas de agua de pequeño diámetro, 0.1 mm, y alta velocidad, 10 m/s, el número de Weber es 0.1658. Para casos críticos como gotitas de 10 mm y 2.4 m/s, el número de Weber es 0.95. Por lo tanto, se puede ver que la forma esférica de las gotas esféricas es una suposición aceptable.

Solución del modelo euleriano-lagrangiano.

Este sistema de ecuaciones diferenciales parciales sujetas a sus respectivas condiciones de frontera representa la formulación o el modelo matemático que rige los fenómenos de transporte que ocurren en el aspersor dentro de la torre de enfriamiento. Sin embargo, el sistema es de tal complejidad que no tiene solución analítica, por lo que es necesario implementar técnicas numéricas que ayuden a resolver dicho sistema. Para esto se utilizó la técnica conocida como volumen de control, implementada con ayuda de un software comercial.

La fase de diseño del aspersor se llevará a cabo en paquete de diseño Solid Works® y se trasladará a la interface de diseño o pre-procesador del software de CFD de elección. La modelación de las partículas se realizará mediante una subrutina en el programa de nombre Gentra.

Se han realizado la capacitación y entendimiento de la modelación bifásica mediante la comprensión de software y las diferentes técnicas para el modelado multifásico en este caso aire agua en la representación del fenómeno de evaporación de la partícula dentro de una torre a contraflujo de tiro forzado. Para afrontar el desarrollo del problema se inició con la comprensión de los modelos multifásicos existentes dentro del software FLUENT® y PHOENICS®, los cuales se detallan a continuación.

DESARROLLO DEL MODELO.

Consiste en escribir los comandos que se requieren para describir adecuadamente el problema a resolver y así crear archivos de texto (códigos) q1 en lenguaje PIL y además escribir (si se requiere) subrutinas en fortran® para generar los archivos ground.for. Para el modelo de la torre de enfriamiento y para el modelo de evaporación de partículas se siguió el algoritmo de solución mostrado en la **Figura 31**.

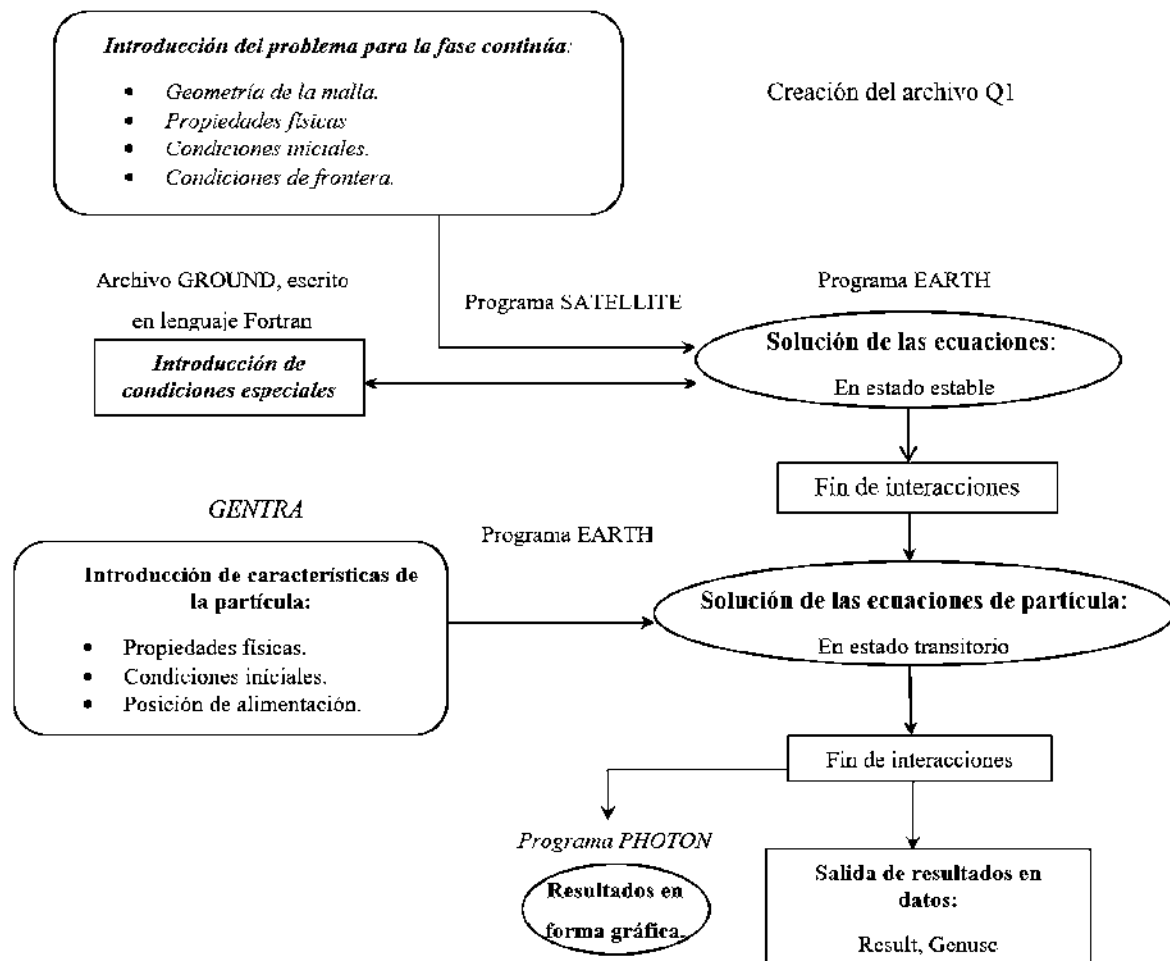


Figura 31. Algoritmo de solución para el modelo de la torre de enfriamiento y la evaporación de partículas.

VALIDACIÓN.

Para la validación del modelo numérico se realizó la búsqueda de referencia sobre algunos casos resueltos mediante simulaciones reales, en este caso fueron encontradas dos casos, los cuales utilizaremos como referencia para la validación de nuestro modelo matemático, el primer trabajo es el de Guella [42] donde los autores llevaron a cabo un estudio experimental de gotas de agua en caída libre, obtuvieron perfiles de velocidad de la gota a lo largo de su caída. Por otro lado, compararon el comportamiento de la caída libre de la gota contra diferentes diámetros de partículas y diferentes sustancias. En su trabajo se interesaron en el estudio sobre gotas de agua, en la experimentación realizaron un montaje para estudiar gotas en caída libre mediante el uso de un analizador de imágenes, de diodos y fotodiodos, para la generación de las gotas

utilizaron un inyector con una aguja hipodérmica, el montaje de la experimentación la podemos apreciar en la **Figura 32**.

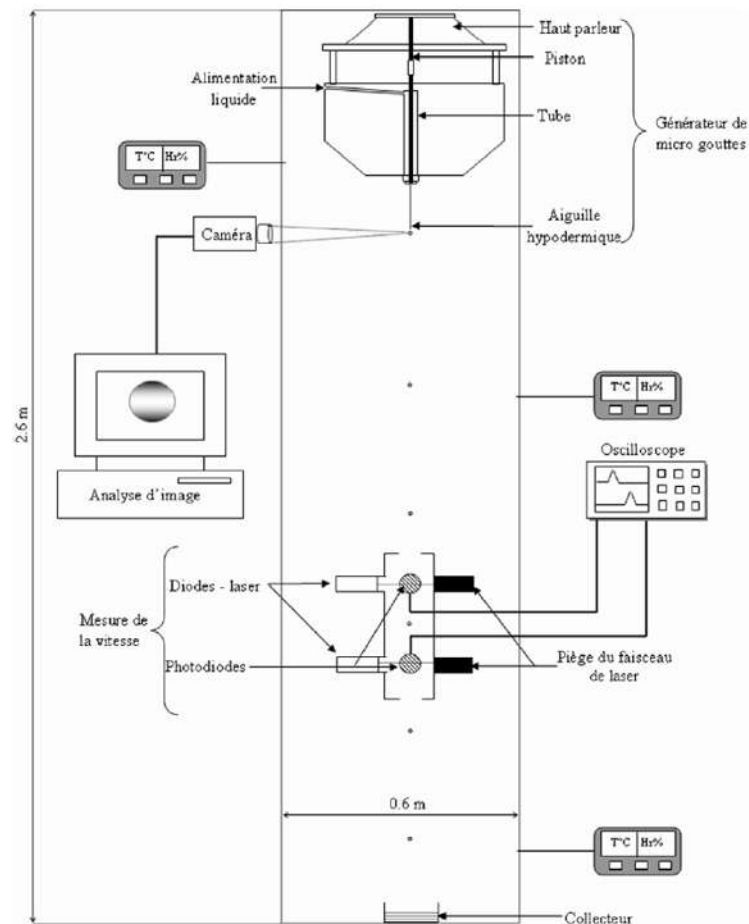


Figura 32. Montaje de experimentación de Guella et al [17].

En la **figura 33**, se muestran los resultados del análisis de gotas de agua a una temperatura de 20°C y una humedad relativa 80%. En este análisis las gotas se encuentran en diámetros de 270, 400, 440, 550 y 650 μm , la velocidad inicial de estas partículas es 0 m/s. La fase en la cual la gota se está moviendo es aire, este se encuentra en reposo. Con lo cual el autor comenta que el número de Reynolds partículas $Re_p < 400$. Además, el autor desarrolla un modelo matemático del comportamiento de gotas de agua en caída libre bajo las condiciones experimentales mencionadas. Otra meta de este estudio fue cuantificar la pérdida por evaporación de las gotas de agua sin embargo no muestra estos valores sobre gotas de agua, sino con gotas de acetona, etanol y etil-hexanol. Esto se debe a que la pérdida de masa de las gotas de agua es muy pequeña y solo la pude medir con mayor facilidad en las sustancias antes mencionadas.

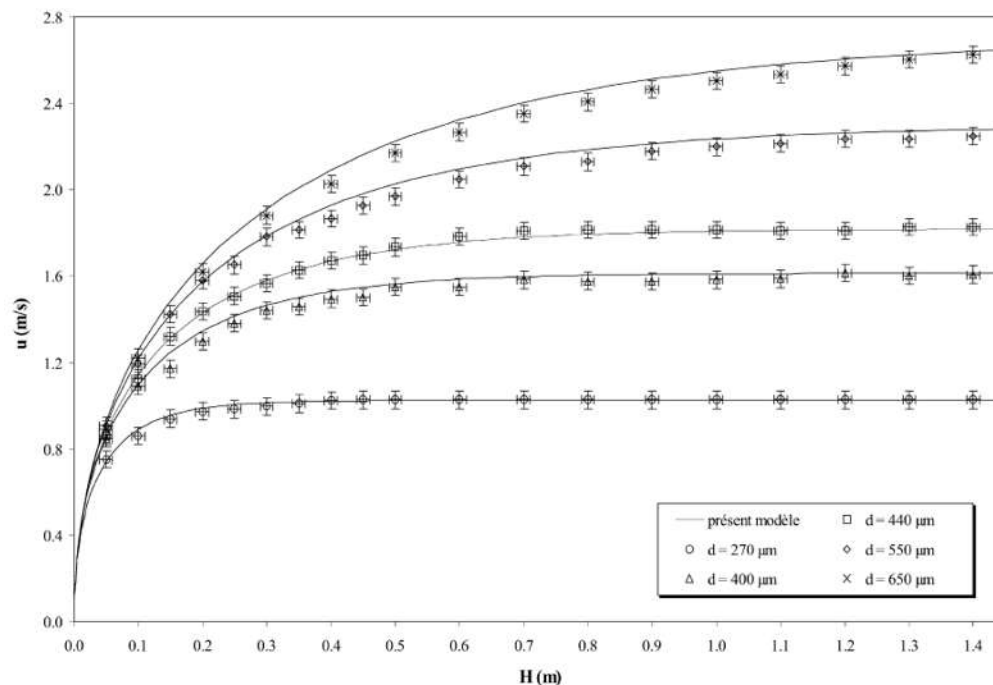


Figura 33. Experimentación de caída libre de gotas de agua en aire.

Para la validación del modelo propuesto, se desarrolló el código el cual representará de manera semejante las condiciones de experimentación desarrolladas por Guella [42]. En nuestro caso se utilizó el mismo código de partículas Gentra [67] sin ninguna modificación en su código fuente, con lo cual se desarrolló una nueva malla y condiciones iniciales y de frontera que representaran el caso experimental. Otras variables como la densidad de las gotas de agua, temperatura de las gotas y aire, así como la humedad relativa quedaron incluidas en el modelo. Bajo esta premisa los resultados obtenidos por nuestro código se muestran en la **figura 34**, en donde se aprecia la comparación de los resultados obtenidos en el modelo experimental de Guella [42] contra el modelo numérico Gentra®, propuesto para resolver el presente trabajo. En la **figura 34** podemos apreciar el comportamiento de las gotas con diferentes diámetros y muestra una buena aproximación del modelo con las mediciones experimentales. Con esto podemos decir que nuestro modelo numérico, propuesto, se aproxima de manera precisa a los valores experimentales con lo cual podemos estar confiados que el modelo representara las gotas de agua dentro de la torre de enfriamiento de manera adecuada para el análisis que se quiere hacer. Podemos ver que las curvas de velocidad de las gotas de agua por el modelo numérico, tienen un error muy pequeño y solamente varía un poco en la velocidad final, mientras que en el inicio del movimiento de las partículas el modelo es muy preciso de 0 a 0.6 m de la caída de la gota

de agua. Estas variaciones en la velocidad final se pueden deber a las ecuaciones utilizadas para el cálculo del coeficiente de arrastre, esto debido a que el coeficiente de arrastre calculado por el modelo numérico es para gotas de mayores diámetros y no diámetros tan pequeños usados en la experimentación de Guella, en nuestro caso de estudio, las gotas de agua a analizar son de mayores diámetros porque los aspersores no pulverizan el caudal de agua, solo rompen el fluido generando gotas de gran tamaño entre 0.001 m hasta 0.01 m, por lo cual podemos predecir que el modelo numérico se comportará de mejor manera para partículas con este diámetro. Además, las condiciones de la fase continua es que el aire no está en reposo como en la experimentación si no que estará fluyendo a contra flujo a las gotas de agua con velocidad de 0 a 15 m/s, en donde el arrastre y la pérdida de masa serán más significativos.

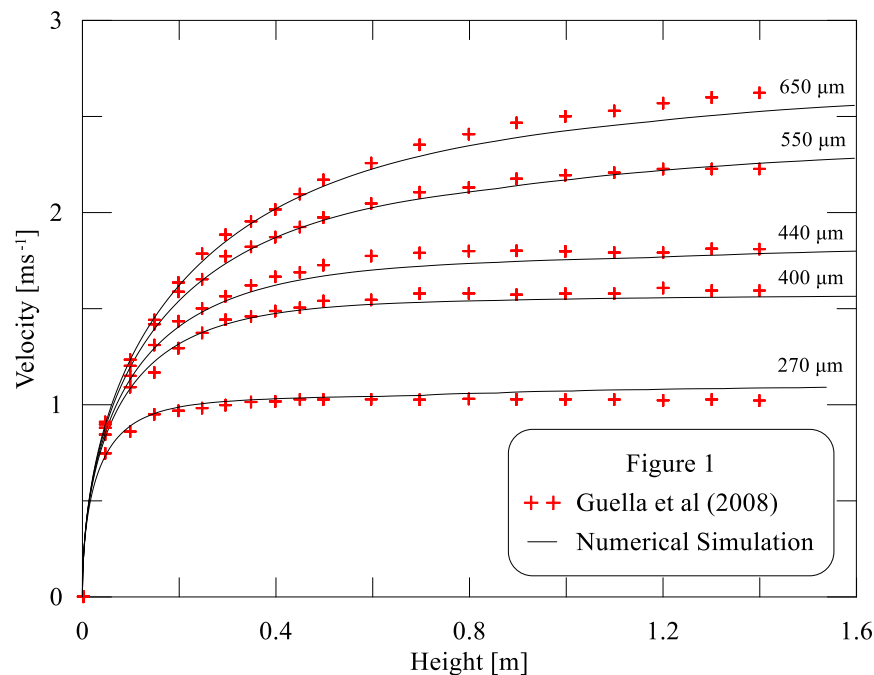


Figura 34. Comparación del modelo numérico propuesto contra experimentación de gotas de agua en caída libre desarrollado de por Guella et al.

También para validar completamente el modelo se realizó la validación con el modelo experimental desarrollado por Sartor y Abbot [70]. En el cual realizan una medición experimental del movimiento acelerado de gotas de agua en aire. En este modelo las gotas se mueven en caída libre en aire en reposo, este estudio fue presentado en el Journal de meteorología aplicada, en el dejan caer las gotas de agua y se mide la velocidad de las gotas de agua a diferentes alturas, el montaje experimental se puede apreciar en la **figura 35**.

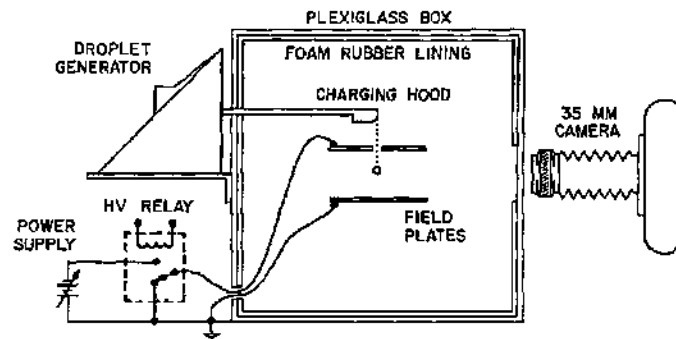


Figura 35. Montaje de experimentación de Sartor y Abbot [32].

Los resultados obtenidos por Sartor [71], se muestran en la **Figura 36**, donde se aprecia la velocidad de caída de las gotas de agua contra el tiempo en caída libre. En este caso las partículas analizadas son aún más pequeñas que las analizadas por Guella. Estas partículas son representadas por diámetro de partículas de 67, 101 y 157 μm aproximadamente, fue necesario modificar modificando nuestro modelo numérico propuesto a las condiciones establecidas en la experimentación por Sartor que son una temperatura de 22°C , una humedad relativa de 98% y una presión atmosférica de 82.659 kPa. Los resultados de esta validación se muestran la **figura 37**, donde se puede apreciar una buena aproximación de nuestro modelo, así, se puede apreciar que las líneas obtenidas por nuestro modelo numérico se aproximan de una manera adecuada a las medidas obtenidas en la experimentación de Sartor, con lo cual volvemos a ratificar que el modelo numérico propuesto podrá representar el comportamiento de las partículas de agua dentro de la torre de enfriamiento.

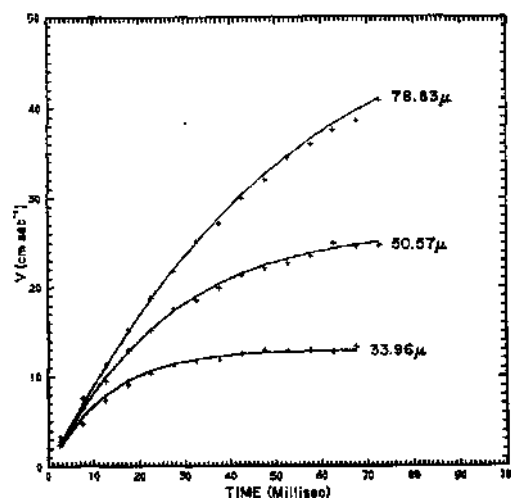


Figura 36. Experimentación de Sartor y Abbott de caída libre de gotas de agua en aire.

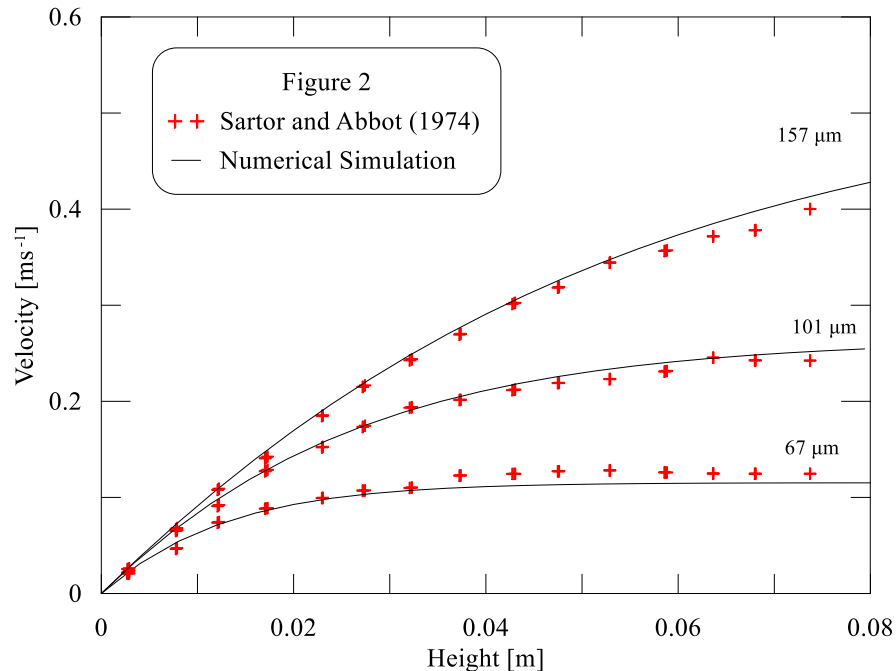


Figura 37. Comparación del modelo numérico propuesto contra experimentación de gotas de agua en caída libre desarrollado de por Sartor y Abbott.

Modelado Numérico y Condiciones de Frontera

Condiciones de solución.

Los resultados presentados en este estudio, fueron obtenidos de manera numérica con el uso del Software PHOENICS® 2014CHAM Ltd. Basado en la técnica de volumen de control y resolviendo el sistema de ecuaciones diferenciales parciales que describen, la conservación de momentum, masa y energía. Por medio del método de volumen de control se logró la modelación de gotas de agua en el interior de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo, empleando un esquema Euleriano-Lagrangiano. Para los resultados obtenidos los criterios de convergencia numérica para las diferentes variables fueron menores a 10^{-4} .

Dominio computacional y malla.

Dado que el interés de este estudio se centra en el comportamiento de las gotas de agua en el interior de una torre de enfriamiento a contraflujo y para simplificar los cálculos computacionales, se decidió dividir la torre de enfriamiento en seis secciones cilíndricas con características

geométricas similares. Esta simplificación permite que el dominio computacional se defina solo para una sección cilíndrica. Además, debido a la forma axisimétrica del aspersor, solo una sección del cilindro se consideró para el modelado. La geometría adoptada, permite definir el suministro de agua como un punto de inyección en el dominio computacional. Debido a las características del problema numérico mencionado anteriormente, se estableció una malla de tipo radial. Las dimensiones de la torre de enfriamiento son una altura de 4 metros, una longitud y un ancho de 2 metros cada una, respectivamente. Como se mencionó antes, el agua a enfriar se considera como un punto de inyección, ubicado a 3.6 m por encima del nivel inferior de la torre de enfriamiento ver **Figura 38**.

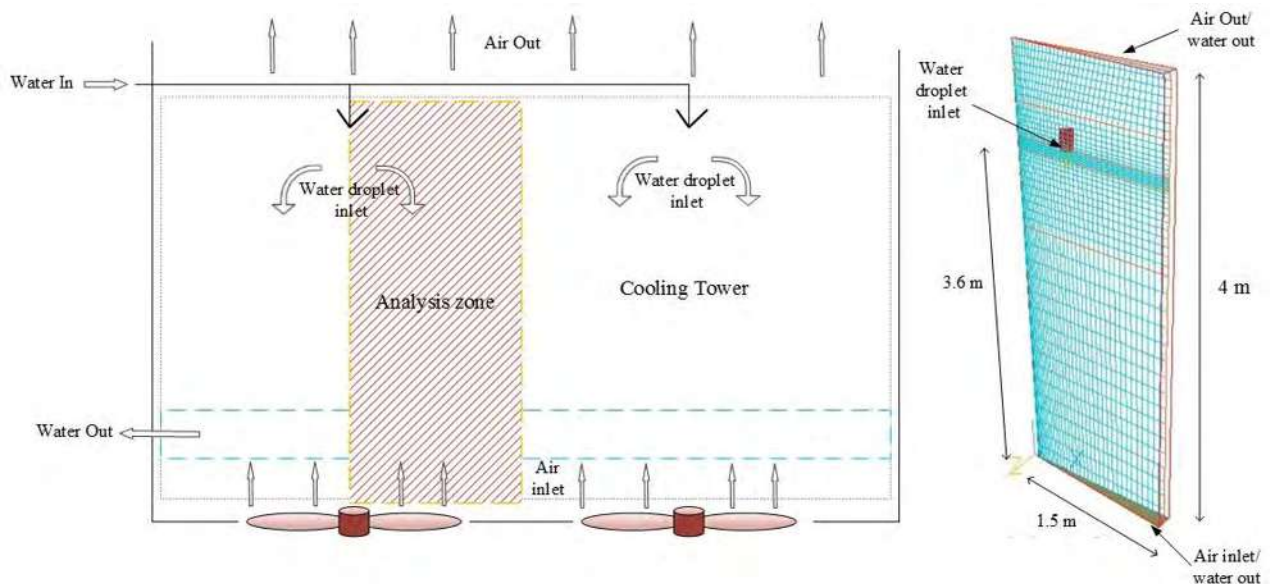


Figura 38. Dominio computacional simplificado para la torre de enfriamiento.

Condiciones iniciales y de frontera

La condición frontera de salida de masa se asignó a la parte superior del dominio computacional. Esta condición se estableció tanto para aire como para gotas de agua. La condición de frontera de salida de masa también se consideró en la parte inferior de la torre de enfriamiento para que fluyeran las gotas fuera de la torre de enfriamiento, mientras que la condición de frontera de entrada de masa se asignó al aire que fluye hacia el interior de la torre. Las paredes laterales de la torre de enfriamiento se consideraron adiabáticas y no se permitió la transferencia de masa. Esta suposición permite que las gotas de agua puedan fluir libremente dentro de la torre de

enfriamiento. El tamaño de gotas a investigar en este trabajo se consideró en el rango de 0.1 mm a 10 mm, rango establecido de acuerdo con los tamaños de gota informados por Lorenzini [61] y los diámetros de gota obtenidos experimentalmente por Terblanche [40]. El flujo volumétrico total de agua a enfriar se dividió proporcionalmente en cada sección cilíndrica de la torre de enfriamiento. Por lo tanto, se estableció un flujo volumétrico equivalente de 5 litros por segundo en cada sección.

Otra simplificación realizada en este caso de estudio, fue no tomar en cuenta el efecto del viento cruzado sobre la torre de enfriamiento, en este caso en particular de tiro forzado a contraflujo (El viento cruzado afecta de forma notable a las torres de tiro natural debido a su elevada altura sobre el suelo), la torre de análisis cuya altura máxima sobre el terreno no es mayor de 6 m por lo cual este efecto es casi nulo. También, el aire de alimentación se toma desde la parte inferior de la torre a una altura de 2 m. Este aire es forzado por el interior de la torre y circula de manera uniforme. Por este motivo la distribución de velocidad reportada por Consuegro [17], tendría poco efecto en nuestra simulación numérica. Además, en el dominio computacional las paredes laterales se han considerado solidas igual que en el modelo real.

Otras suposiciones y propiedades físicas.

Con el fin de estudiar la cinética y el mecanismo de transferencia de calor de las gotas de agua, se estableció un rango de velocidad extendido de 0 a 10 m/s para el aire en la condición inicial al entrar a la torre de enfriamiento. Estos valores se consideraron según la velocidad típica de los ventiladores comerciales. Otras variables relevantes son la temperatura inicial del agua y el aire. La temperatura inicial del agua inyectada se modeló de acuerdo con las temperaturas que se pueden encontrar durante el funcionamiento normal de la torre de enfriamiento, desde 25 ° C a 45 ° C. Sin embargo, este rango también se extendió hasta 60 ° C para analizar el efecto de la temperatura del agua de entrada más allá de las condiciones habituales. La temperatura del aire en la entrada de la torre de enfriamiento se estableció en el rango de 15 ° C a 40 ° C, este rango se estableció de acuerdo con las temperaturas ambiente típicas del sitio donde se encuentra la torre de enfriamiento. Un resumen de las propiedades físicas del agua y el aire utilizado para la simulación numérica se presentan en la **Tabla 4**.

Tabla 4. Propiedades físicas del agua y el aire utilizados para la simulación numérica.

<i>Parámetro</i>	<i>Unidad</i>	<i>Valores</i>
<i>Temperatura del aire en la entrada</i>	°C	15 - 40
<i>Humedad relativa</i>	%	20
<i>Velocidad del aire</i>	m s ⁻¹	0 - 15
<i>Temperatura del agua en la entrada</i>	°C	25 - 60
<i>Velocidad inicial de la partícula</i>	m s ⁻¹	4.0
<i>Diámetro de la partícula</i>	mm	0 - 10
<i>Altura de la torre de enfriamiento</i>	m	4.0
<i>Presión ambiental</i>	kPa	101.325
<i>Capacidad de calor específica (aire)</i>	J kg ⁻¹ K ⁻¹	C _p air=f(T)
<i>Capacidad de calor específica (agua)</i>	J kg ⁻¹ K ⁻¹	C _p water=f(T)

Las simplificaciones realizadas en este caso de estudio, son debidas al tipo de torre de enfriamiento, en este caso de tiro forzado a contraflujo cuya altura máxima sobre el terreno no es mayor de 6 m. Adicionalmente para esta torre, el aire se toma desde la parte inferior de la torre a una altura de 2 m. Este aire es forzado por el interior de la torre por medio de ventiladores situados en la parte inferior, por lo que se asume que el efecto del viento cruzado tiene poca influencia en el modelo numérico planteado. Se tiene las siguientes consideraciones que sustentan la suposición establecida:

El viento cruzado es una variable que no se consideró, debido a que el tipo de torre más afectada por el viento cruzado es la torre de tiro natural (debido a su altura), nuestro caso corresponde a una torre de tiro forzado a contraflujo y este efecto sería prácticamente nulo debido a la altura de la misma como lo reportó Consuegro [17].

En el dominio computacional las paredes laterales se han considerado solidas igual que en el modelo real. Por lo tanto, la velocidad del aire a la entrada de la torre puede suponerse uniforme y constante.

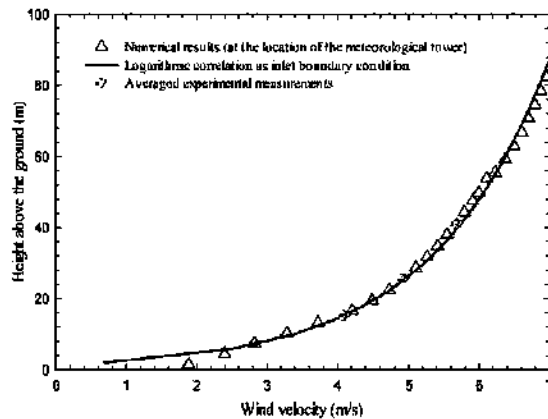


Fig. 10. Reference case 151012. Comparison between the wind profile imposed as boundary condition, the profile simulated at the meteorological location, and the experimental data.

Figura 39. Referencia de caso experimental de Consuegro.

Análisis de sensibilidad de malla

Se realizó un análisis de sensibilidad de malla para determinar la cantidad adecuada de elementos para el dominio computacional. Seis tipos de mallas con diferentes densidades de elementos se propusieron para evaluar la independencia de la malla. El número de elementos varió de 1,824 elementos ortogonales para la malla más gruesa (Malla A) a 239,616 elementos ortogonales para la malla más densa (Malla F), respectivamente. Se resolvió un solo caso para cada malla utilizando la malla más fina como referencia para analizar el rendimiento de las otras mallas mediante la comparación de los valores de temperatura, diámetro y velocidad de la gota (valores que se muestran en la **Tabla 5**). La información presentada en la **Tabla 5** se representó gráficamente en la **Figura 40** de esta podemos obtener el porcentaje de desviación de todas las mallas en comparación con la malla más fina (Malla F). Para todos los casos, el tiempo de modelado que se tomó como valor fue de un segundo después de la caída libre de la gota de agua dentro del dominio computacional.

Tabla 5. Rendimiento de la gota para diferentes densidades de mallado, todos los valores en $t = 1$ s.

Variable	Malla A	Malla B	Malla C	Malla D	Malla E	Malla F
Número de elementos	1,824	3,648	8,424	14,976	57,904	239,616
T_p [K]	318.7164	318.7067	318.5633	318.5619	318.5619	318.5616
d_p [mm]	3.992122	3.992104	3.991873	3.991872	3.991872	3.991869
V_p [m/s]	3.944028	3.903826	3.928231	3.920952	3.920952	3.923718

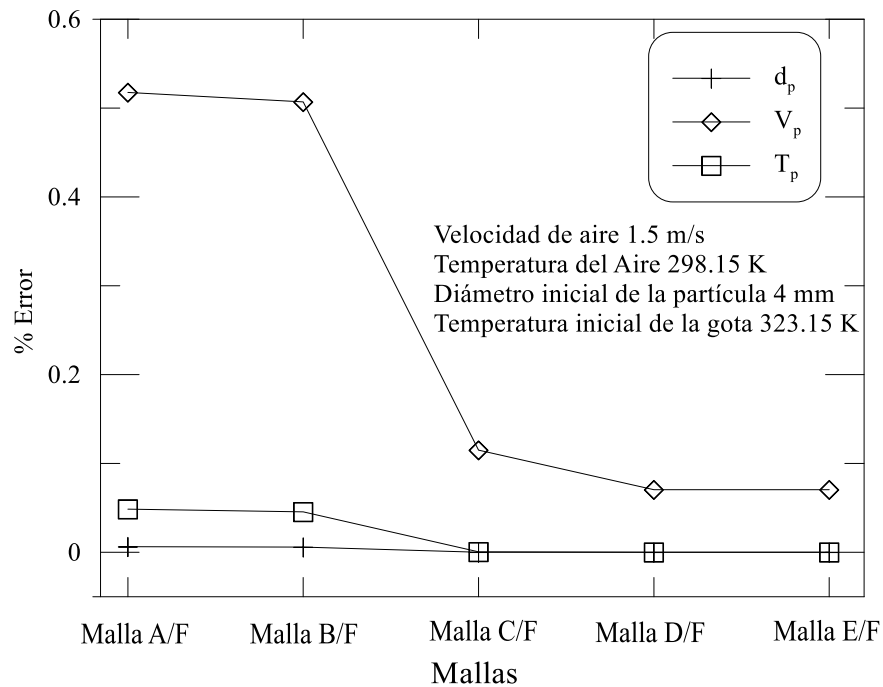


Figura 40. Error porcentual de precisión de variables debido a la densidad de malla.

De acuerdo con el porcentaje de desviación de mallas que se muestra en la **Figura 40**, se decidió usar la Malla D que contiene 14,976 elementos (72x104x2 elementos hexaedro). Esta malla se eligió debido a la compensación entre la precisión de los resultados obtenidos con las otras mallas y al tiempo que tarda en realizar las operaciones es el ordenador.

Capítulo III. Modelado Numérico.

Modelo numérico del interior de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo. Capítulo III

Para el modelado de la torre de enfriamiento se han realizado mallas teniendo en cuenta el relleno y separador de gotas dentro de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo. Un corte de la sección de la torre de enfriamiento se muestra en la **figura 41** en la cual se puede apreciar la zona de entrada del aire localizada en la parte inferior de la torre de enfriamiento y en la parte superior la zona de salida del fluido en este caso aire. Durante la construcción de la torre, la dificultad se presentó en el acoplamiento de cada perfil tanto del relleno como del separador de gotas, además de mencionar que el mallado del sistema es ortogonal y en el cual el número de elementos es consistente a lo largo de la sección longitudinal de la torre de enfriamiento. Cabe señalar que, aunque la geometría de la torre parezca simple, la malla es completamente fina debido a las pequeñas distancias entre el relleno y los separadores de gotas, esta malla fue realizada en gambit en 2D. En el espacio existente entre el relleno y el separador de gotas estará ubicado el aspersor de agua.

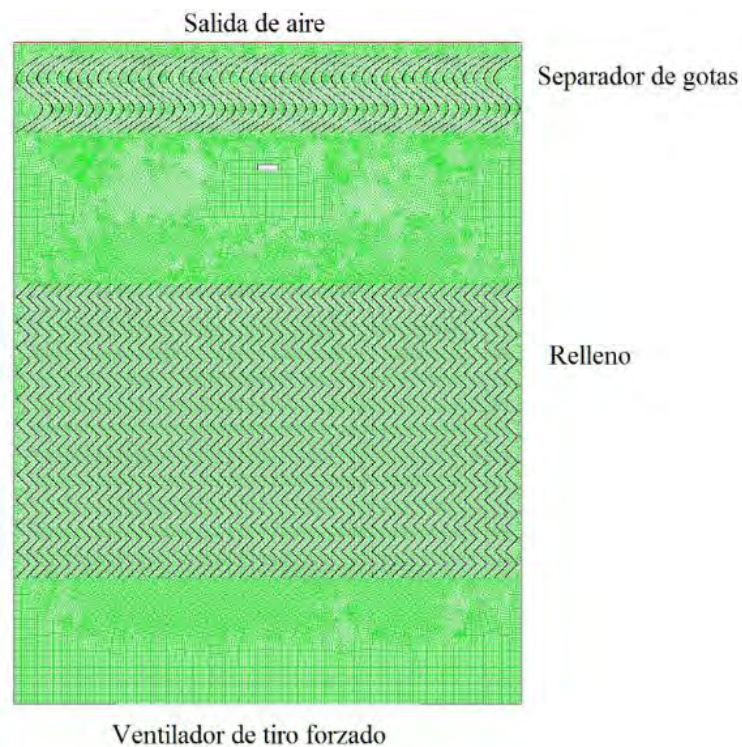


Figura 41. Malla del interior de la torre de enfriamiento a contra flujo de tiro forzado.

Una vez establecidas las condiciones de operación de la torre de enfriamiento descritas en el capítulo 2, se procedió con la ejecución de nuestro modelo, los resultados de los contornos de presión dentro de la torre de enfriamiento en los cuales se puede notar que: al ser un sistema a contraflujo y de tiro forzado, la mayor presión se encuentra en la entrada del fluido de trabajo, en este caso, el aire que pasa a través de sistema de ventilación de la torre de enfriamiento y, conforme asciende el aire dentro de la torre y pasa a través del relleno y del separador de gotas se pierde presión y velocidad, esto debido a los efectos de no deslizamiento en las paredes de la torre así como las pérdidas que ocasionan los elementos internos como son la empaquetadura y el separador de gotas, los contornos de presión se visualizan e la **figura 42**.

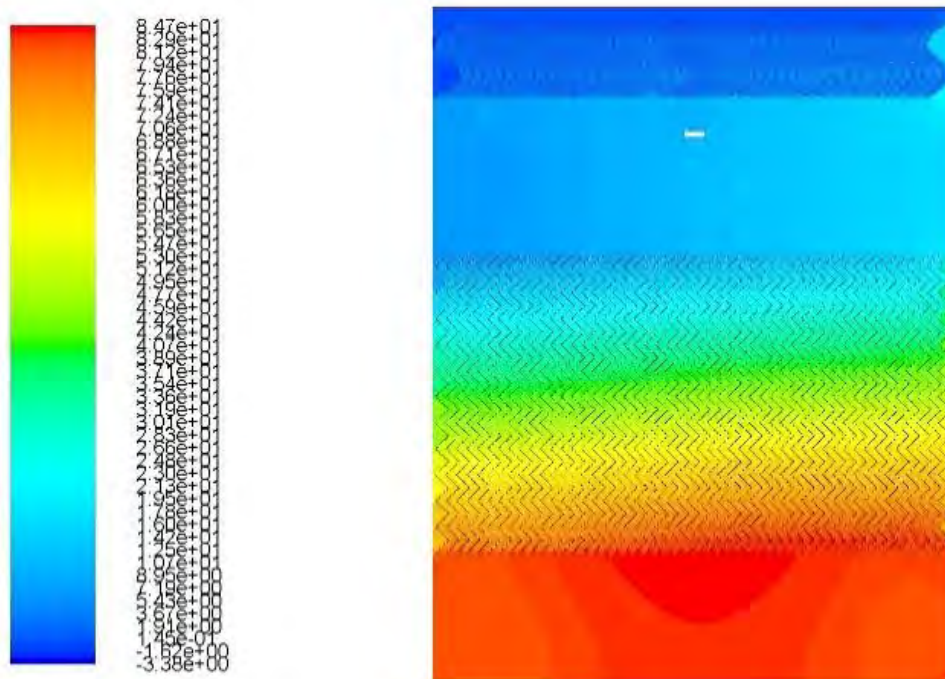


Figura 42. Contornos de presión de aire dentro de la torre.

En referencia a los perfiles de velocidad del aire dentro de la torre se puede observar, en la **figura 43** en el perfil de velocidades dentro de la torre las velocidades mayores se encuentran en la entrada del ventilador y a medida que el fluido de trabajo avanza a través de los dispositivos dentro de la torre este comienza a disminuir su velocidad debido a las condiciones de no deslizamiento que se encuentran en los perfiles del relleno, cabe mencionar que en esta zona es donde se tiene la mayor pérdida de momentum, lo cual es probable, al poco espaciamiento que

existe entre las diferentes laminillas del relleno, lo que aumenta la caída de presión del fluido de la fase continua, además, la forma de zigzag que tiene el relleno hace que el momentum del fluido disminuya consistentemente desde la entrada hasta la salida de cada dispositivo interno de la torre de enfriamiento. Antes de que el aire comience a cruzar la zona de los separadores de gotas, en esta zona la longitud del dispositivo es más corta por lo cual la pérdida de velocidad es más pequeña hasta la salida como se aprecia en las **figura 43**.

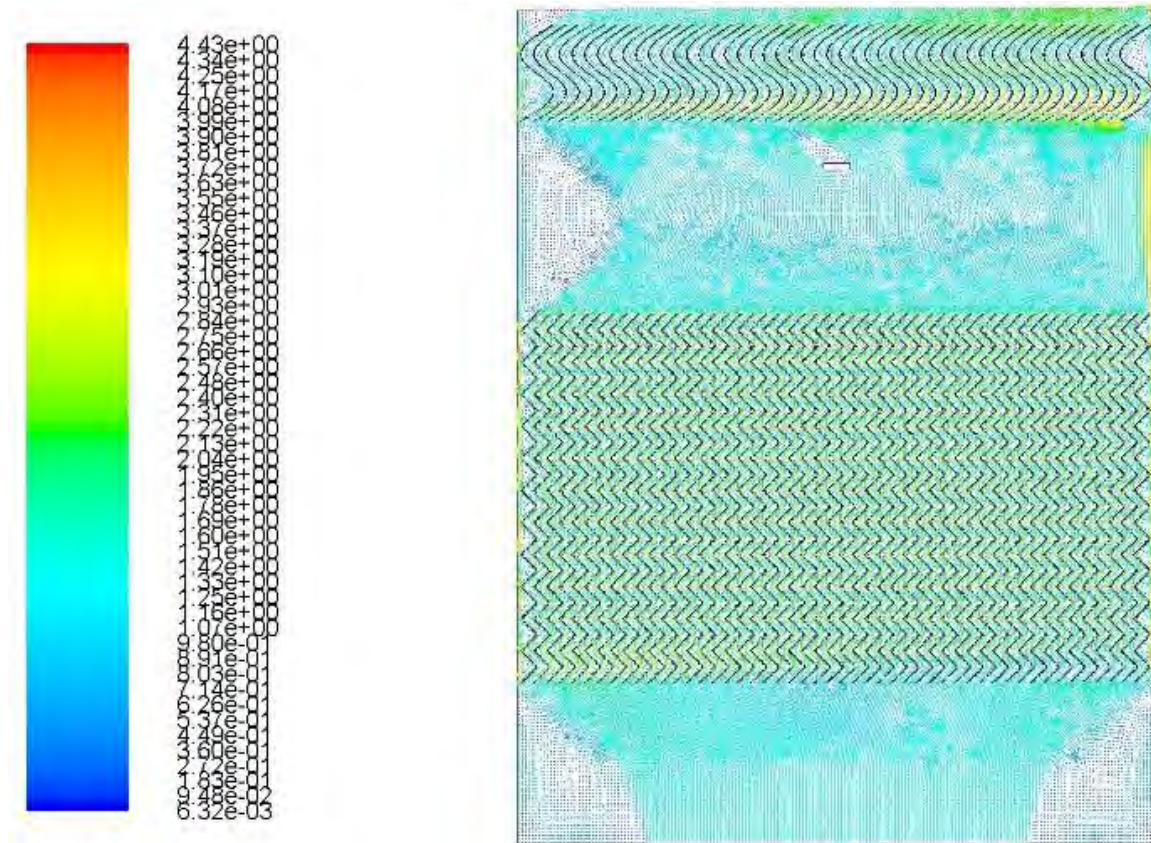


Figura 43. Perfil de velocidades del aire dentro de la torre de enfriamiento.

En la **figura 44** se puede ver el comportamiento de la presión del aire a través de la torre, haciendo notar que las zonas donde la pendiente de la curva es pronunciada son las zonas del relleno y del separador de gotas es fácil notar que la presión del aire forzado es de alrededor de 102.2 kPa y al entrar en la zona del relleno la presión disminuye hasta los 101.4 kPa aproximadamente teniendo una pérdida de presión de 0.8 kPa, mientras que la pérdida de presión en la zona del separador de gotas es de 0.12 kPa. En estas zonas es donde la presión disminuye debido a lo intrincado de estos dispositivos.

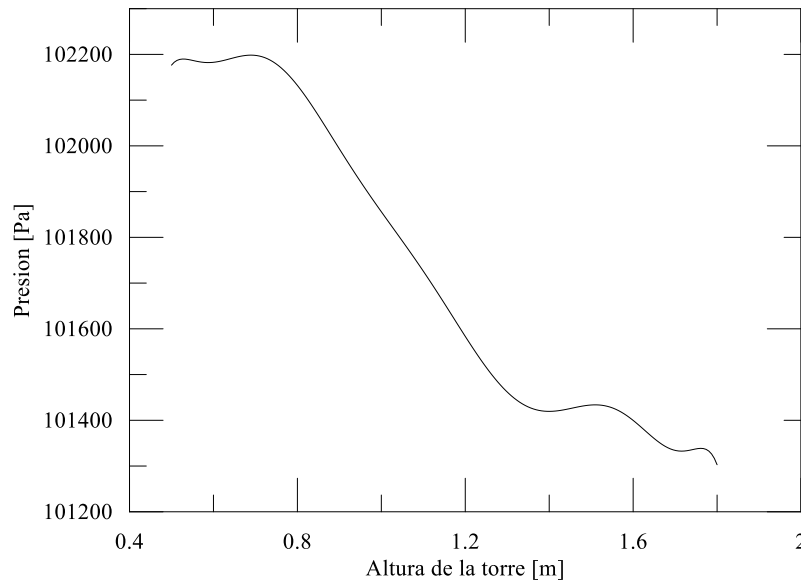


Figura 44. Comportamiento de la presión al interior de la torre.

En la **figura 45** se muestran los cambios de velocidad que experimenta un trazador en la posición media de la torre. Estos cambios constantes de velocidad se deben a la forma del relleno dentro de la torre. Cuando la velocidad es casi cero el fluido está muy cercano a las paredes tanto del relleno como del separador de gotas y cuando la velocidad es mayor se encuentra en la zona media del fluido ubicada entre las laminillas de las empaquetaduras. Se puede notar que las velocidades dentro de esta zona oscilan entre los 7.5 m/s como velocidad máxima y un valor mínimo cercano a 0 m/s.

Este cambio repentino de velocidades en la zona de la empaquetadura promueve la transferencia de calor entre las fases de agua y aire, es de recordar que el agua que fluye a través de los dispositivos de relleno se desplaza de forma descendente y en forma de una película delgada lo cual permite aumentar el coeficiente de transferencia de calor. Con este análisis se encontró la necesidad de mejorar el estudio del comportamiento del perfil del aire y agua en la interface cercana a las paredes de las empaquetaduras, por lo cual se realizó un estudio del impacto del perfil de velocidad de los modelos de turbulencia en la interfaz antes mencionada.

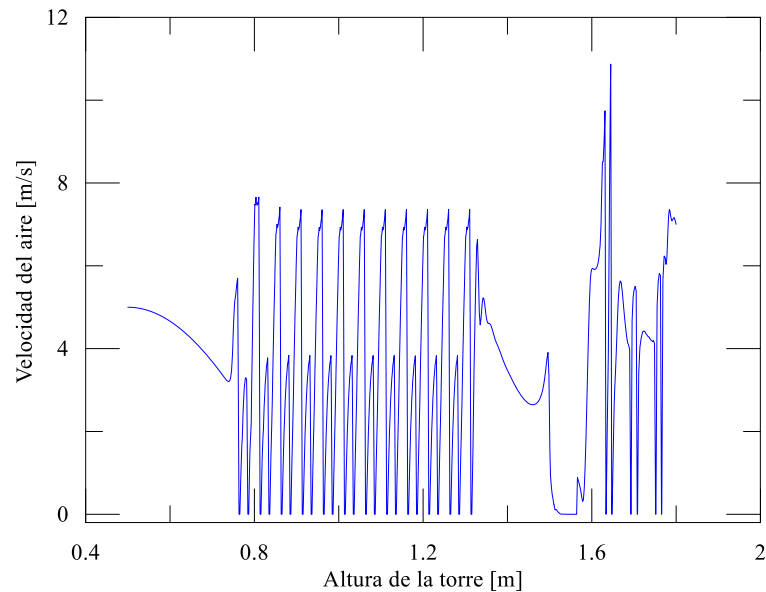


Figura 45. Comportamiento de la velocidad en el interior de la torre

A partir del análisis de los perfiles de velocidad, se determinó inicialmente que el modelo de turbulencia $\kappa\text{-}\varepsilon$ implementado, no es capaz de predecir el perfil de velocidad real cerca de la pared de los dispositivos, ya que este modelo determinó perfiles lineales de velocidad dentro de la capa límite. Debido a lo anterior, fue necesario implementar y probar distintos modelos de turbulencia para obtener un mejor comportamiento del fenómeno convectivo. Los modelos de turbulencia analizados son: modelo $\kappa\text{-}\varepsilon$ realizable, modelo RNG, modelo $\kappa\text{-}\omega$ y modelo $\kappa\text{-}\omega$ sst. En la **figura 46** se presenta el comportamiento de la velocidad del fluido a lo largo de la torre de enfriamiento para los 5 modelos de turbulencia, en la cual se puede observar que el modelo $\kappa\text{-}\omega$ sst presenta un perfil de velocidad no lineal con mayor apego al fenómeno físico real. En la **figura 47** se muestra el detalle ampliado del perfil de velocidades en la zona del relleno de la torre bajo las mismas condiciones de operación. La **figura 48** muestra el comportamiento del fluido en la zona del separador de gotas.

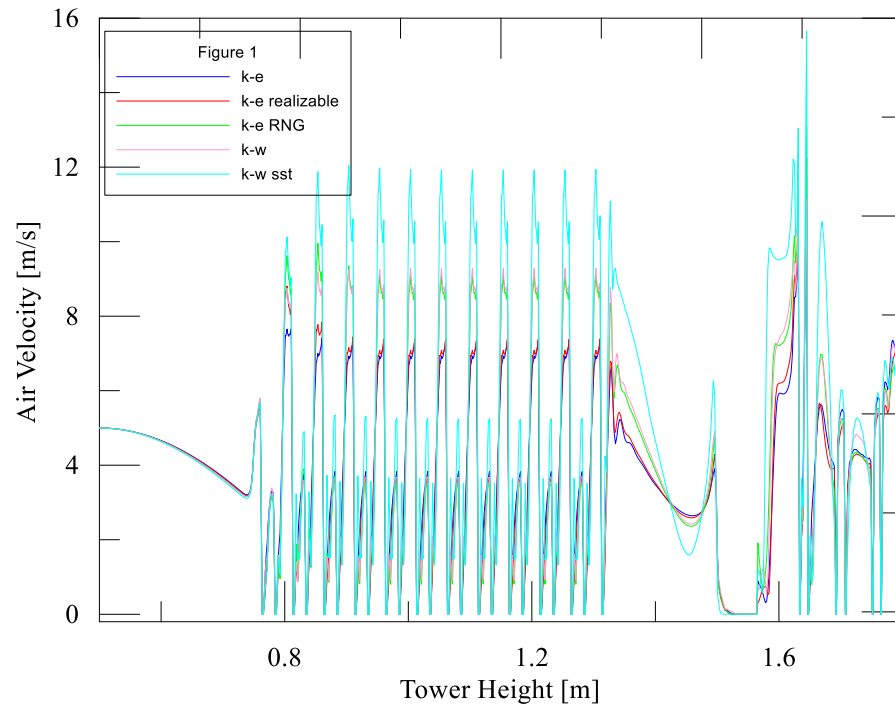


Figura 46. Perfil de velocidades en el interior de la torre.

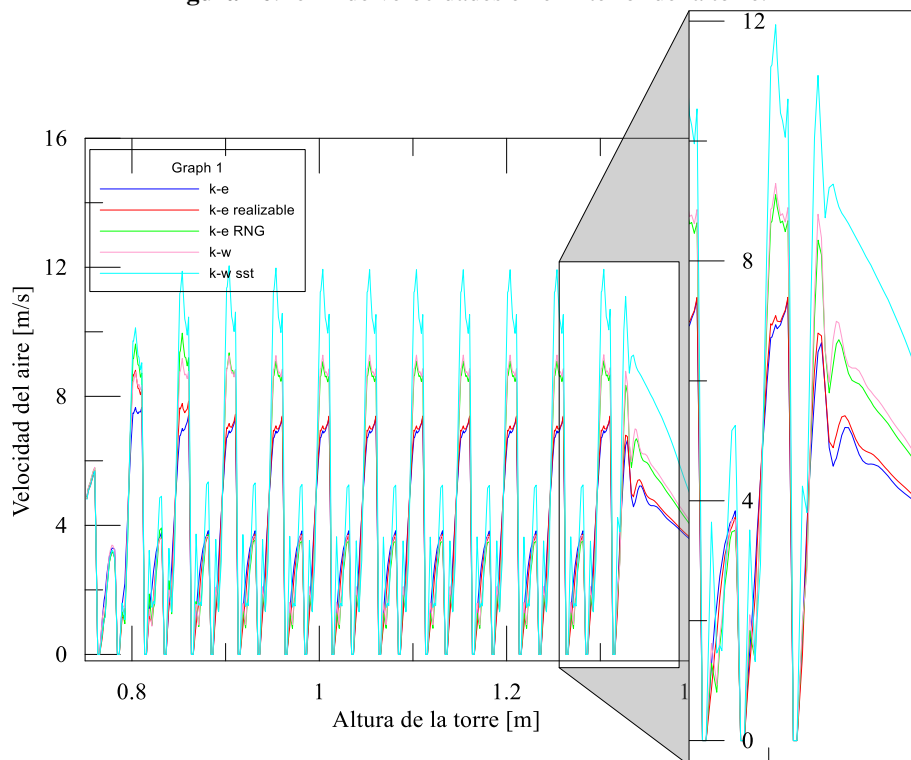


Figura 47. Perfil de velocidades en la zona del relleno de la torre.

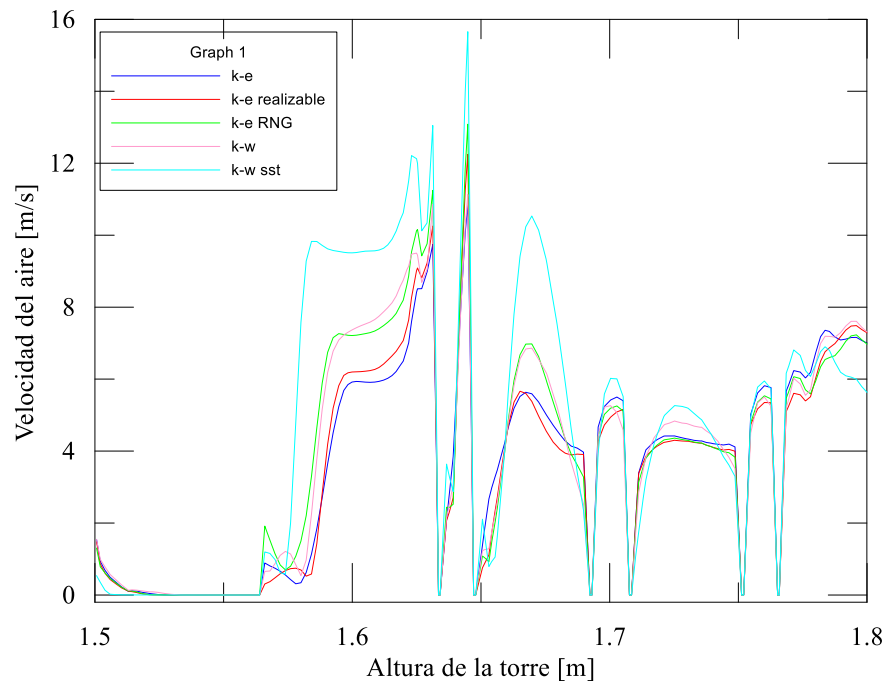


Figura 48. Perfil de velocidades en el interior de la torre.

Dada la naturaleza del proceso de enfriamiento del agua de circulación, una vez dispersada por el aspersor, cae a la zona del relleno donde circula, en fase líquida y en una delgada capa de fluido adherida a las paredes del relleno. El fenómeno que se presenta a través de las paredes se lleva a cabo en una amplia área de contacto entre las fases, que contribuye a favorecer la transferencia de energía hacia la fase del aire debido a la diferencia de temperaturas. Esto fue debido a la modelación del transporte de energía entre las fases agua-aire, en la **figura 49** se muestra el perfil de temperatura en el interior de la torre de enfriamiento.

El mecanismo de transporte de energía en esta zona es puramente por convección forzada debido a la diferencia de velocidades en la capa límite de las fases, sin embargo, fue necesario aumentar la precisión en el cálculo de las velocidades para obtener mejores resultados de la transferencia de calor y en el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

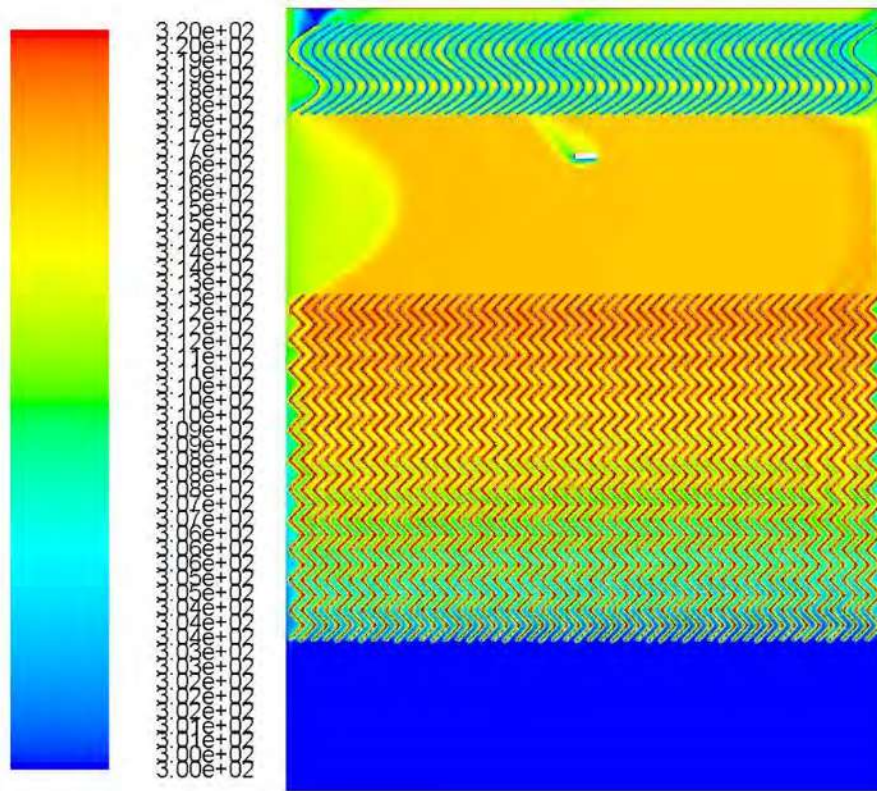


Figura 49. Perfil de temperaturas dentro de la torre de enfriamiento.

En aras de visualizar el proceso de transferencia de energía entre las fases, se consideraron las siguientes condiciones de frontera: temperatura de agua de entrada de 320.13 K, temperatura de entrada del aire de 303.13 K y la velocidad de entrada del aire de 1.5 m/s. A la salida de la torre se trabajó con la condición de frontera de pressure outlet a la presión atmosférica estándar.

En las **figuras 50, 51 y 52** se puede apreciar el aumento de temperatura del aire conforme asciende a lo largo de la torre, la **figura 50** presenta la sección del relleno y en la **figura 14** la sección del separador de gotas. La máxima temperatura presentada es del orden de los 320 K y la temperatura de salida del aire es de 316 K. Lo anterior deja manifiesto de la transferencia de calor entre las fases, permitiendo obtener los perfiles de coeficiente convectivo de calor entre las fases.

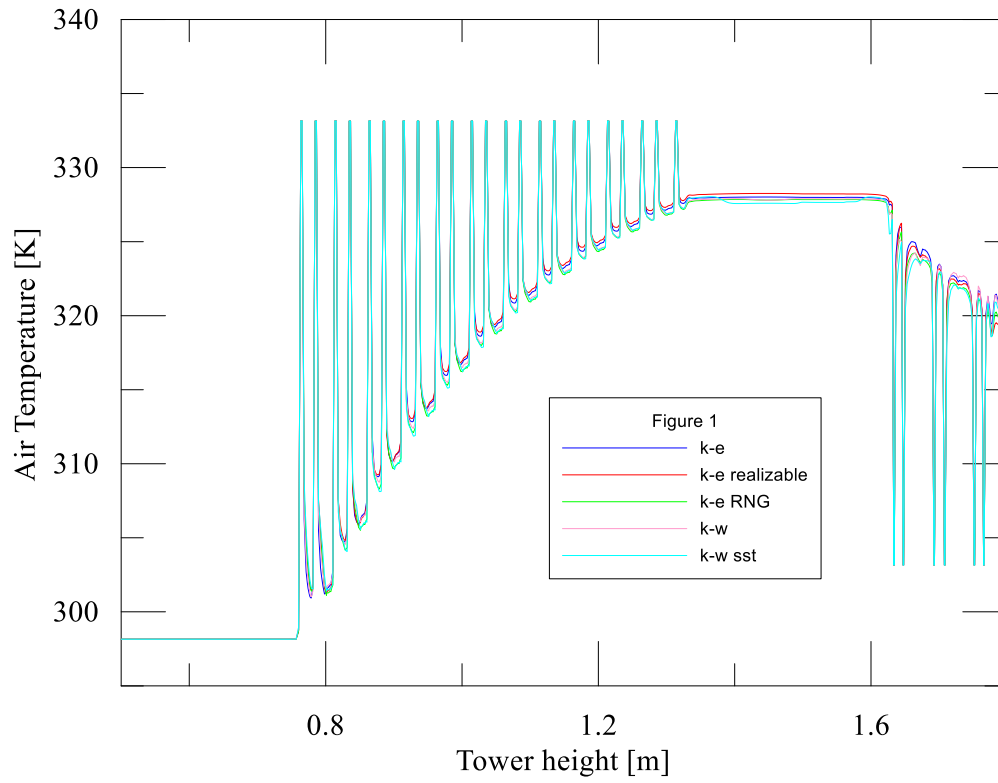


Figura 50. Perfil de temperaturas en el interior de la torre.

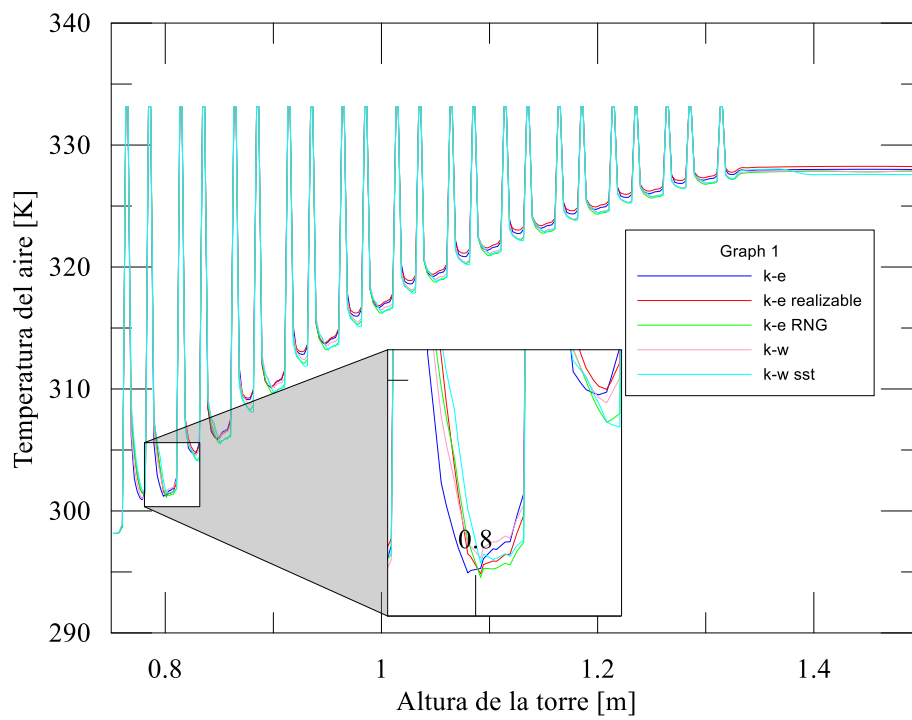


Figura 51. Perfil de temperaturas en el interior de la torre.

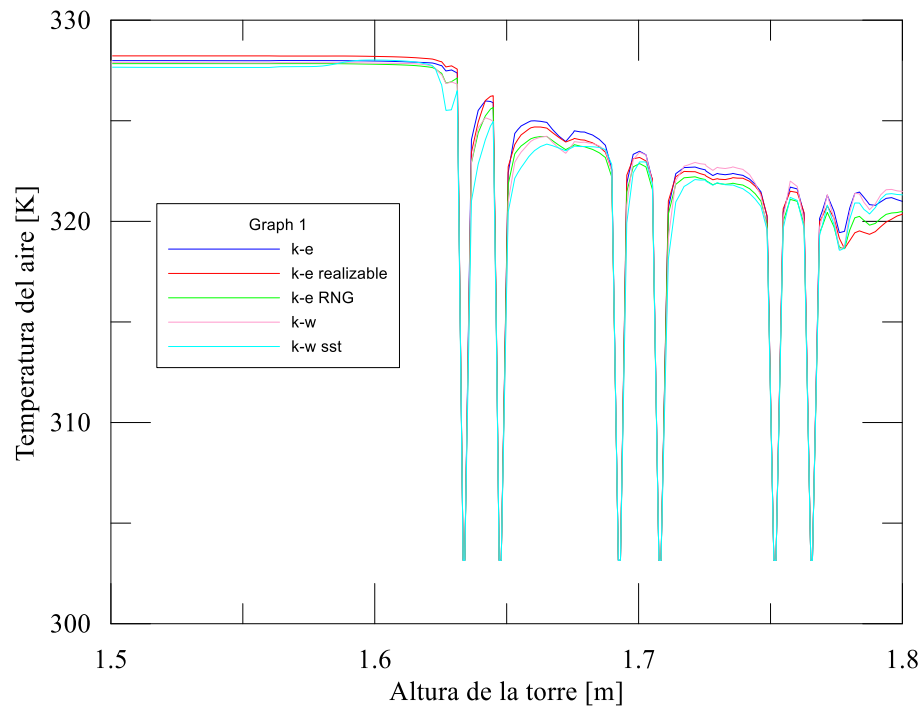


Figura 52. Perfil de temperaturas en el interior de la torre.

Una vez obtenidos los perfiles de velocidad y temperatura fue posible calcular los valores promedio del coeficiente convectivo de transferencia de calor dentro de la torre como se muestra en la **tabla 6**. Como se esperaba por los modelos utilizados, puede verse que el valor más bajo corresponde al modelo $\kappa\text{-}\omega$ sst debido a la mejora en el cálculo de las velocidades en la capa límite agua-aire, lo cual se cree que es debido a que en este modelo se consideran los efectos de velocidad en la capa límite a diferencia del resto de modelos que los consideran como un promedio del flujo medio de la capa límite.

Tabla 6. Promedio del coeficiente convectivo de calor.

Coefficiente convectivo de transferencias de calor	[W/m ² K]
$\kappa\text{-}\epsilon$	29.59869
$\kappa\text{-}\epsilon$ realizable	29.48743
$\kappa\text{-}\epsilon$ RNG	28.85768
$\kappa\text{-}\omega$	28.8582
$\kappa\text{-}\omega$ sst	28.45524

En forma gráfica la **figura 53** muestra el perfil de coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior de la torre, el valor del coeficiente mínimo de $2.61573 \text{ W/m}^2\text{K}$ y el valor máximo encontrado fue de $72.54 \text{ W/m}^2\text{K}$. El valor más pequeño es cercano a la interfase agua-aire y el valor más elevado estaría situado en la fase aire fuera de la capa limite. Los picos en valores del coeficiente convectivo de transferencia de calor se debe al tipo de modelo de turbulencia utilizado.

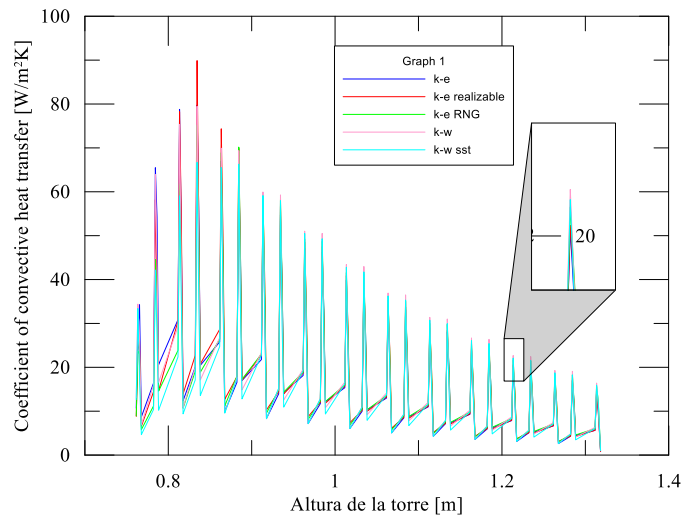


Figura 53. Perfil del coeficiente de transferencia de calor convectivo en el interior de la torre.

Modelo numérico de dispersión de gotas de agua en el interior de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.

El procedimiento de solución y la alimentación de datos y parámetros para las fases continuas y dispersas se llevan a cabo por una solución separada de las ecuaciones gobernantes. En primer lugar, los mecanismos de transferencia de calor y masa que se producen pueden simularse utilizando técnicas numéricas para resolver las ecuaciones de equilibrio de masa, energía y momento para la fase continua. En segundo lugar, la cinética de las partículas de agua puede simularse numéricamente utilizando el marco de referencia Lagrangiano para determinar la posición instantánea y la velocidad de las partículas de gotas de agua, así como el intercambio de energía entre la fase dispersa y la continua. El software CFD, PHOENICS® (Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series por sus siglas en inglés) se utiliza para simular el arrastre y la evaporación de las gotas de agua que caen en un flujo de aire a

contracorriente. Una de las ventajas de este software es que hay dos módulos específicos para resolver las ecuaciones relacionadas con la fase continua y la fase dispersa para el flujo de dos fases. El módulo EARTH® resuelve la fase continua, mientras que la fase dispersa se resuelve mediante el módulo de seguimiento general llamado GENTRA®. El módulo GENTRA® está programado para simular el movimiento de partículas a través de un fluido, teniendo en cuenta el efecto de la velocidad del fluido, la temperatura, la turbulencia y otras propiedades de transporte [35]. El efecto de la presencia de partículas en la fase continua también se considera en el módulo. Otra característica del software PHOENICS® es que toda la información de entrada se especifica en un nombre de archivo de datos como archivo Q1. El archivo Q1 se puede modificar de una manera sencilla facilitando entre otras cosas las simulaciones con diferentes condiciones, así como la etapa de análisis de las variables involucradas (La escritura del código Q1 se muestra en la sección de anexos del presente trabajo **Anexo A**).

En la **Figura 54.a** se muestra el perfil de temperatura dentro del dominio de la torre de enfriamiento en el cual la temperatura de entrada del aire es constante y el perfil de temperatura cambia hasta tener contacto con las gotas de agua inyectadas del sistema, con esto podemos notar el transporte de energía entre la fase continua de aire y la fase dispersa en este caso las gotas de agua. La fase de aire al tener contacto con las gotas de agua gana alrededor de 5 K de temperatura entre la entrada y la salida de las gotas de agua en el sistema. En la **Figura 54.b** se muestra el perfil de velocidad del aire dentro de la torre de enfriamiento, la velocidad inicial del aire es de 1.0 m/s y podemos notar la pérdida de velocidad del aire al entrar en contacto con las gotas de agua debido a la transferencia de momentum entre las fases llegando a disminuir la velocidad de la fase continua por debajo de 0.5 m/s. La velocidad de alimentación de la partícula es de 3 m/s a un ángulo de 60 grados respecto a la horizontal.

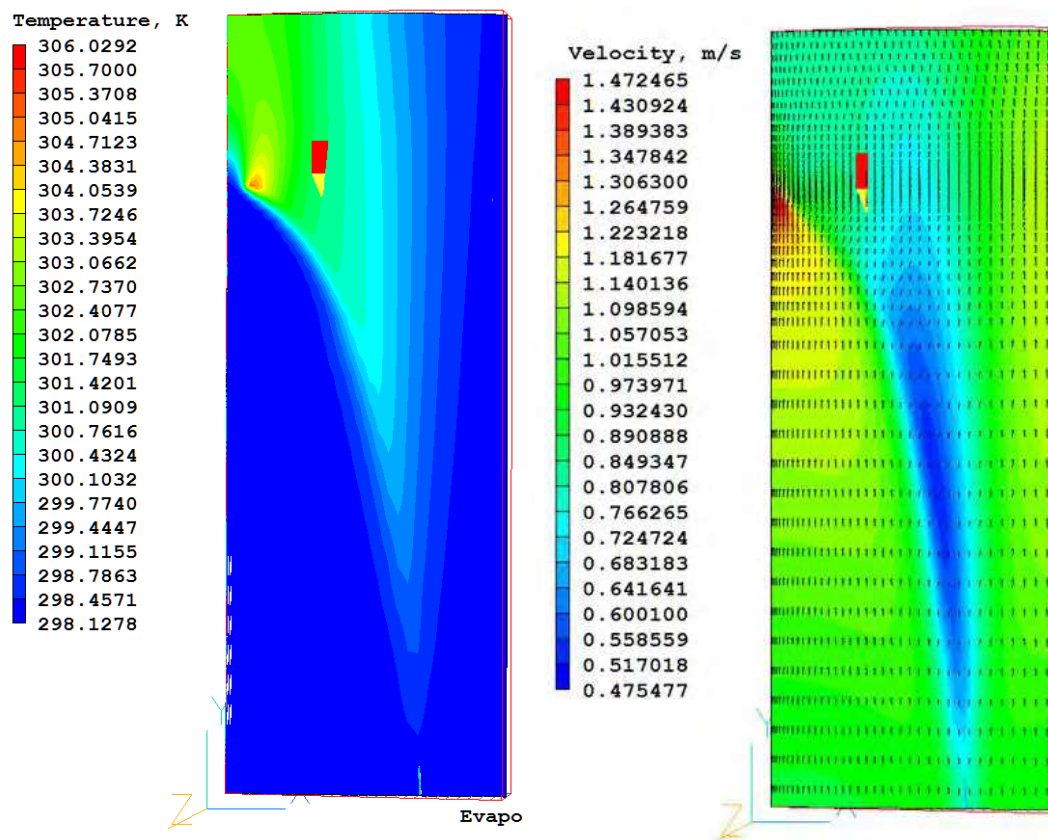


Figura 54.a). Perfil de temperatura y b). Perfil de velocidades de la torre de enfriamiento

La **Figura 55** muestra el comportamiento de las gotas de agua inyectadas en el sistema y su comportamiento bajo diferentes temperaturas iniciales de la partícula. Las gotas de agua, presentarán un comportamiento asintótico a la temperatura de alimentación del aire de entrada, entonces entre mayor sea la diferencia de temperaturas entre las gotas y la temperatura inicial del aire, existirá mayor transporte de energía de una fase a la otra, con el intercambio de calor sensible, además del calor latente por cambio de fase presente en la gota esto afectara el índice de pérdida de masa ocasionando que esta aumente. También es de mencionar que entre mayor sea la pérdida de agua por evaporación esto tendrá gran incidencia en el aumento del arrastre de partículas hacia el exterior promoviendo no solo la pérdida de agua por evaporación, sino además la pérdida de agua por arrastre. Podemos hacer notar que gotas de agua con un diámetro de 1 mm y con temperatura inicial de 353.15 K llegan a reducir su temperatura hasta 300.13 K y un diámetro final de 0.975 mm, con lo cual se puede mencionar que la disminución de la temperatura de la gota es de 53 K con un tiempo de residencia dentro de la torre de enfriamiento

de 1.83 s, mientras el porcentaje de reducción de masa evaporada es de 2.5 %, en cuanto a partículas con menor temperatura podemos comentar que las gotas de agua a 303.15 K, disminuyen su temperatura a su paso por la torre de enfriamiento hasta 293.25 K, esto es un rango de 4.76 K con el mismo tiempo de residencia de la gota anterior, sin embargo el diámetro final de la gota de agua es de 0.9935 mm con lo cual la pérdida de masa es apenas 0.65 %, con este análisis se puede mencionar que para promover una disminución de evaporación de agua de las gotas será necesario reducir la temperatura de las gotas de agua en el interior de la torre de enfriamiento a temperatura menor a 330 K con lo cual la extracción de calor latente y pérdida de masa por evaporación estaría por debajo del 1.6% de masa evaporada en partículas de 1 mm de diámetro.

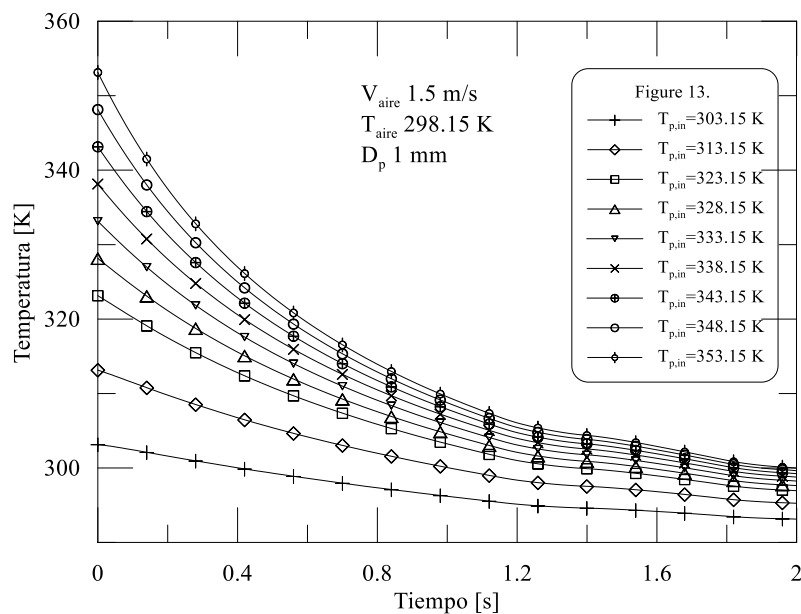


Figura 55. Temperatura inicial de gotas de agua contra el tiempo de estancia dentro de la torre. En la **Figura 56** se muestra el perfil del comportamiento del tamaño de la gota de 3 mm de diámetro, bajo diferentes condiciones de temperatura inicial. Se hace notar que a mayor temperatura inicial de la gota de agua la pérdida de masa de agua de la partícula es significativa, y en su conjunto el índice de pérdida de masa por evaporación se incrementa por lo que será necesario reponer esta masa perdida dentro de la torre. Esto es debido a que mayor temperatura de la gota de agua la pérdida de evaporación aumenta por el calor latente extraído durante el enfriamiento de la gota de agua, podemos apreciar también que gotas de agua a 303.15 K tiene una disminución de diámetro a 2.994469 mm por lo cual su reducción masa es de 0.18 %, con

una temperatura final de 299.5636 K (disminuyendo 3.586 K a su paso por la torre) mientras que para partículas con la temperatura de 353.15 K el diámetro final es de 2.963023 mm la pérdida de masa es de 1.23 %, con una temperatura final de 327.3729 K (disminuyendo 25.8 K a su paso por la torre) con lo cual se aprecia que entre mayor es el diámetro de la gota de agua la pérdida de masa evaporada disminuye sin embargo mientras que el comportamiento de la temperatura a su paso por la torre de enfriamiento presenta un comportamiento similar.

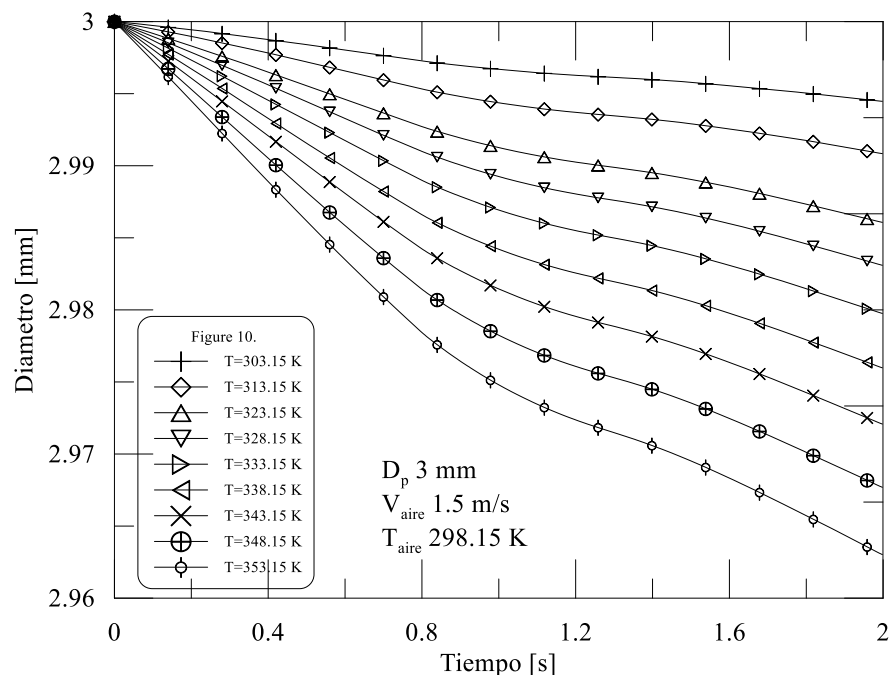


Figura 56. Comportamiento del tamaño de la gota con temperatura inicial de gotas de agua contra el tiempo de estancia dentro de la torre.

La **Figura 57** se muestra el comportamiento de las gotas de agua dentro de la torre de enfriamiento debido a diferentes diámetros iniciales de la partícula a una temperatura de 323.15 K, podemos notar que a mayor diámetro de las gotas de agua la temperatura interna de la gota se mantiene con poca variación, esto debido a su mayor masa y por ende mayor energía interna en la gota de agua, estas partículas pierden menos energía que las gotas con diámetros más pequeños, esto también está directamente relacionado con la relación de volumen contra área superficial de las gotas de agua. Para disminuir la pérdida por evaporación y arrastre de las gotas de agua se hace necesario la generación de gotas con diámetros más uniformes y grandes.

Podemos notar que partículas con diámetros menores a 2 mm presentan un enfriamiento mayor a 30 K a su paso por la torre de enfriamiento, sin embargo, estas gotas presentan una gran pérdida de masa por evaporación al contrario de gotas de agua con diámetros mayores a 4 mm. Las gotas menores de 1 mm presentan una disminución de masa mayor al 2.13 % mientras que partículas con diámetros mayores a 4 mm presentan una pérdida de masa menor al 0.33 %. También hay que mencionar que partículas menores a 1 mm de diámetro presentan flotabilidad y arrastre dentro de la torre de enfriamiento y aunado a la pérdida de masa estas partículas pequeñas serán arrastradas con mayor facilidad fuera de la torre de enfriamiento.

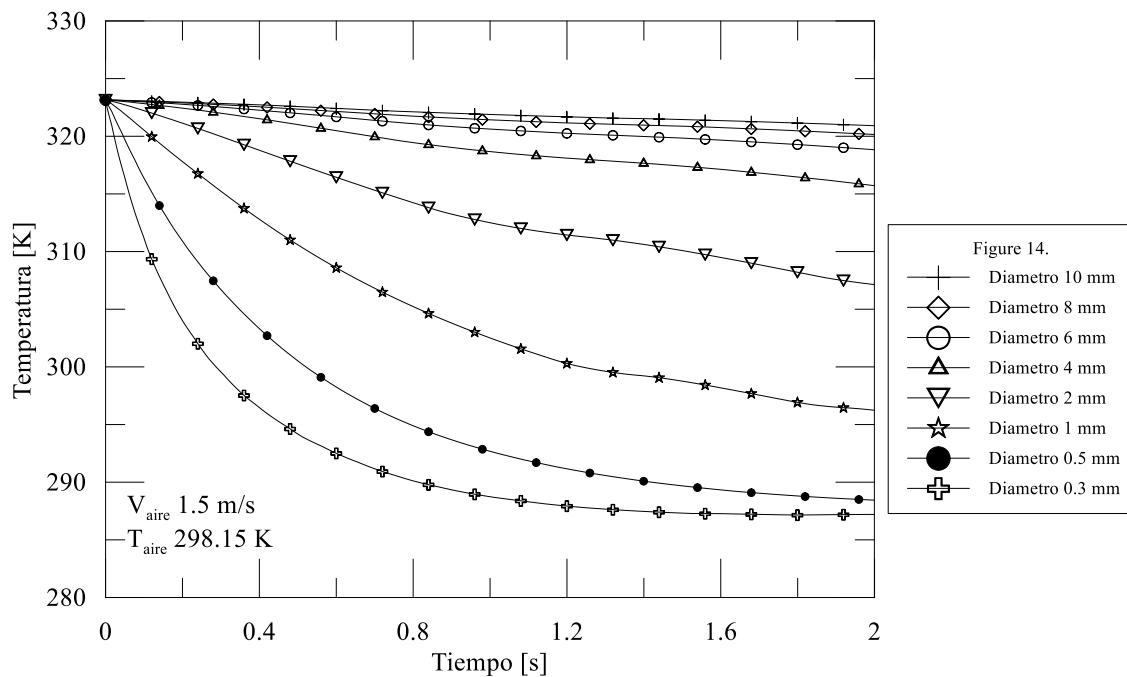


Figura 57. Comportamiento de la temperatura de las gotas de agua debido a diferentes diámetros iniciales de la partícula.

En la **Figura 58** se muestra el comportamiento de las gotas de agua variando la velocidad inicial del aire de entrada de la torre de enfriamiento. En la misma figura se aprecia que a mayor velocidad del aire el coeficiente convectivo de transferencia de calor aumenta entre las fases, esto es debido a la velocidad relativa entre las fases. Esto promueve un mayor intercambio de energía entre las fases, y provoca que la transferencia de masa sea mayor ocasionando una pérdida de masa por parte de la gota de agua debido a la evaporación. En este análisis el diámetro de la partícula es de 3 mm, la inyección de las gotas se realiza con la velocidad y ángulo estándar. En el análisis de los resultados obtenidos se puede identificar que la pérdida de masa de la gota

de agua en un medio en reposo sería de 0.32 % en un intervalo de dos segundos dentro de la torre de enfriamiento, para velocidades entre 0.5 a 5 m/s, el porcentaje de masa perdida oscila entre los 0.45 a 0.5 % y para velocidades de entre los 5 a 15 m/s el porcentaje de evaporación de masa se encuentra hasta el 0.63 % para partículas de 3 mm de diámetro para partículas de menor diámetro estos porcentajes aumentan hasta el 4 % de la pérdida de masa por evaporación de las gotas de agua. Este efecto es analizado con mayor detenimiento más adelante.

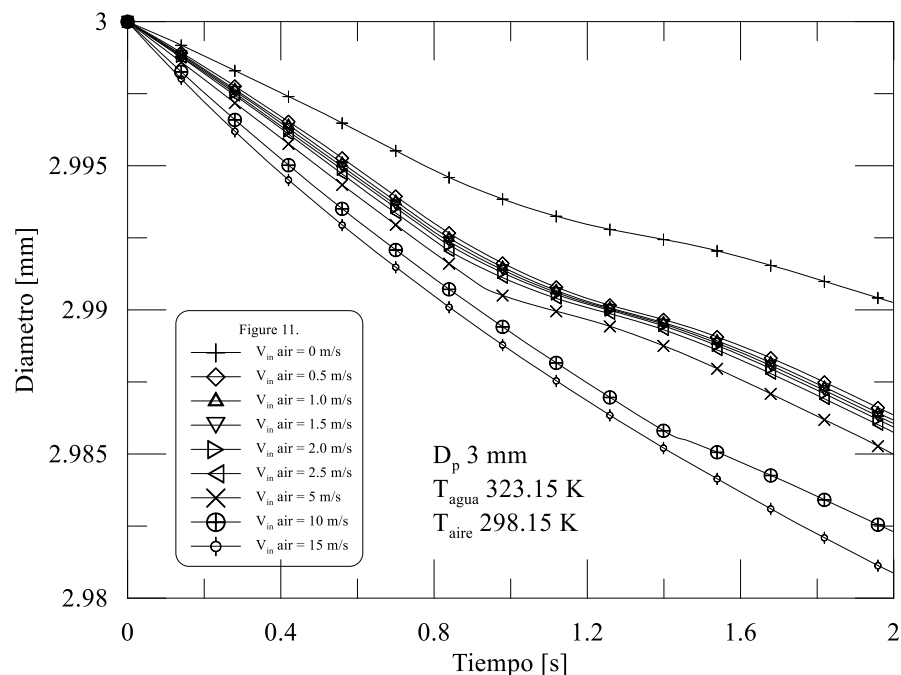


Figura 58. Comportamiento del diámetro de las gotas de agua debido a diferentes velocidades iniciales del aire.

En la **Figura 59** se muestra el perfil de la temperatura del diámetro particular de 3 mm a 323.15 K contra las diferentes velocidades iniciales del aire en la torre que van desde 0 hasta 15 m/s, podemos notar el impacto de esta variable en la temperatura final de la gota debido al aumento en el efecto convectivo en las transferencias de calor entre la gota de agua y el aire circundante, este efecto fomenta la transferencia de calor sensible y también el cambio de fase por el calor latente y por ende una disminución en la temperatura final de la partícula. Para la condición de aire en reposo la temperatura final de la partícula es de 315.5918 K teniendo un rango de enfriamiento de 7.5 K, para una condición de velocidad comercial del aire la temperatura de la partícula es alrededor de 311.7629 K con una disminución menor de la temperatura con respecto

a la temperatura inicial de la partícula de 11.38 K. Por último, en la condición extrema de operación del ventilador la gota de agua tendrá una temperatura cercana a 308.6451 K con un delta cercano a 14.5 K, esta condición de operación permite tener un mayor rango en la disminución de temperatura sin embargo, también trae consigo una elevada evaporación y arrastre de agua fuera de la torre de enfriamiento.

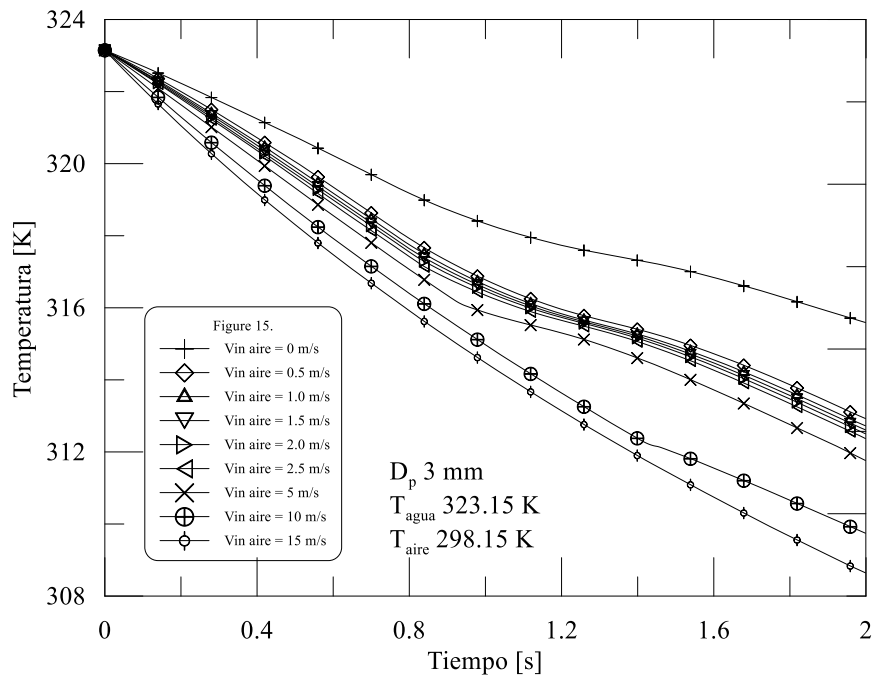


Figura 59. Comportamiento de la temperatura de las gotas de agua debido a diferentes velocidades iniciales del aire.

La **Figura 60** analiza el comportamiento de las gotas de agua dentro de la torre de enfriamiento. Se varió la temperatura inicial del aire de alimentación con el fin de establecer la incidencia de esta variable sobre la temperatura final de las gotas de agua, para este análisis la temperatura inicial de las gotas de agua es de 323.15 K, diámetro de 3 mm y una velocidad del aire de 1.5 m/s, los perfiles obtenidos de las curvas son muy parecidos en comportamiento y como era de esperar entre menor sea la temperatura inicial de aire de alimentación, se tiene mayor capacidad para absorber energía de la gota de agua, en la figura podemos notar que la capacidad de absorción de energía máxima varía en 2.58 K entre la temperatura más baja y la más alta del aire de refrigerante, mientras que la variación de temperatura en el aire es de 25 K. Podemos notar que la temperatura final de la gota de agua con la condición más baja del aire de

refrigeración es de 311.5544 K y para la condición de mayor temperatura del aire de alimentación la gota de agua tendrá una temperatura final de 314.1393 K. Además, podemos asegurar que tiene mayor repercusión la velocidad entre las fases de la temperatura de alimentación del aire de refrigeración.

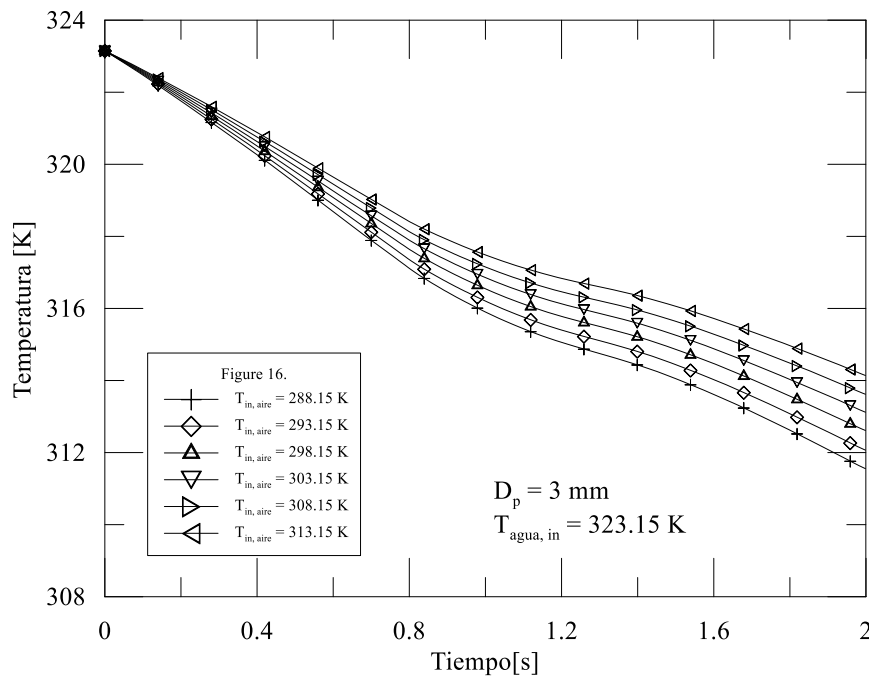


Figura 60. Comportamiento de la temperatura de la gotas de agua debido a diferentes temperaturas iniciales del aire.

En la **Figura 61** se muestra la variación del diámetro de la gota a su paso dentro de la torre de enfriamiento, se puede notar que la temperatura del aire afecta el tamaño final de la partícula, así como en la masa evaporada de la misma. Con partículas de menor tamaño esta reducción de diámetro es más notorio al igual que la pérdida de masa, cabe mencionar que la pérdida de masa es más notoria en partículas de menor tamaño. El diámetro final de la partícula fue 2.986443 mm a una temperatura del aire de 288.15 K y un diámetro final de 2.985382 mm para el aire a una temperatura de 313.15 K, esto equivale a perder el 0.45% de la masa de la partícula contra el 0.48% con la condición más elevada de temperatura.

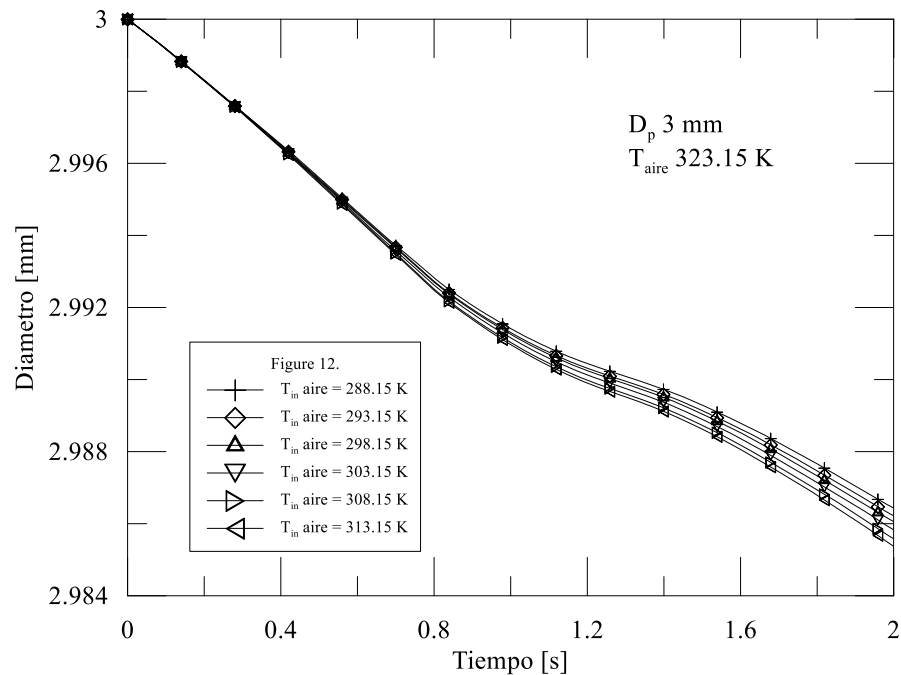


Figura 61. Comportamiento del diámetro de la gota de agua debido a diferentes temperaturas iniciales del aire.

La **Figura 62** muestra el porcentaje de masa perdida por evaporacion en condiciones estandar del modelo contra diferentes diametros de partícula, entre mayor es el tamaño de partícula, la pérdida por evaporacion es menor esto se debe a la relacion de volumen contra area superficial, si en esta relacion el area superficial es mayor que el volumen, la masa evaporada de la partícula es mayor al 4 % de masa por cada dos segundos de estancia en el sistema, sí en esta realacion el area superficial es menor que el volumen el porcentaje de masa evaporada de la partícula es alrededor del 1 % para el mismo timpeo de estancia en el sistema.

Podemos notar que para partículas mayores a 3 mm hasta 10 mm de diámetro, la pérdida de masa de agua por evaporacion va del 0.33% al 0.1%, por lo cual la pérdida de masa es menor, cabe mencionar que al haber menor pérdida de masa, el efecto de arrastre por el aire es menor que en partículas de menor diámetro. Esto se puede apreciar en la **Figura 63** donde se puede notar que la pérdida de masa de agua en partículas de 0.1 mm es del 3.85% (la pérdida de agua total durante la operación de la torre de enfriamiento seria de $20.98 \text{ m}^3/\text{h}$), y de 0.7% para partículas con diametro de 2 mm (la pérdida de agua total durante la operación de la torre de enfriamiento seria de $3.81 \text{ m}^3/\text{h}$), cabe mencionar que partículas menores a 1 mm experimentan

efecto de flotación en el sistema por efecto de arrastre, y al disminuir su masa y diámetro estas partículas salen expulsadas fuera de la torre de enfriamiento, este análisis se analiza a continuación.

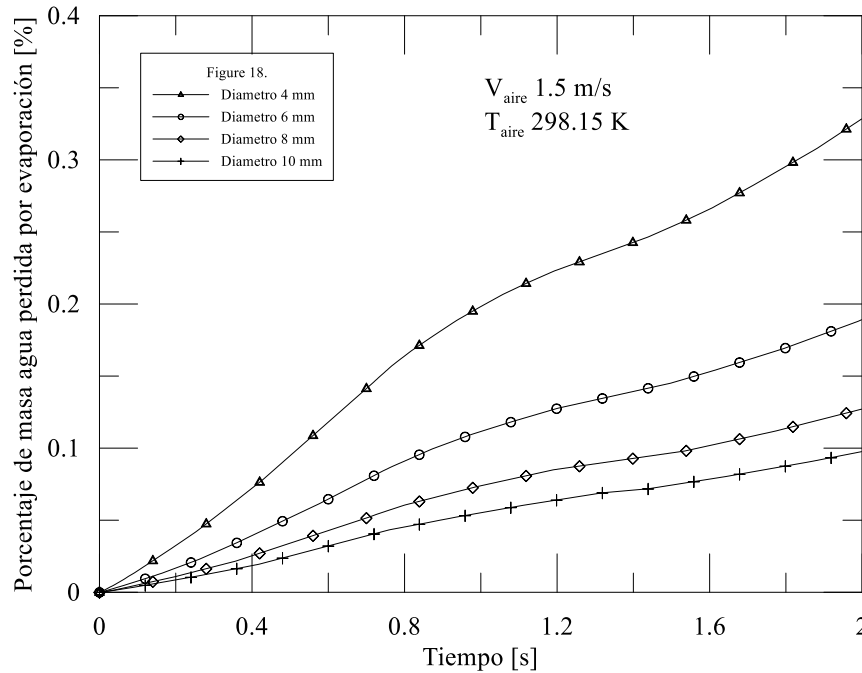


Figura 62. Porcentaje de masa evaporada en la gota de agua con diferentes diámetros iniciales.

En la **Figura 64** se muestra la tendencia de la pérdida de masa en las partículas a su paso por la torre de enfriamiento para diferentes temperaturas iniciales del aire. Se puede observar que a medida que aumenta la temperatura del aire, el índice de masa evaporada se incrementa de manera proporcional. Para las gotas en contacto con aire a 288.15 K el porcentaje de pérdida de masa de agua fue de 0.451 %, mientras que para un valor de temperatura del aire de 313.15 K la pérdida de agua es de 0.487 %. Al tomar en cuenta todo el volumen de agua utilizado en la torre de enfriamiento (545.0 m³/h), retomando el porcentaje máximo de pérdida de agua se estaría hablando de una pérdida de masa de agua total de 2.65 m³/h.

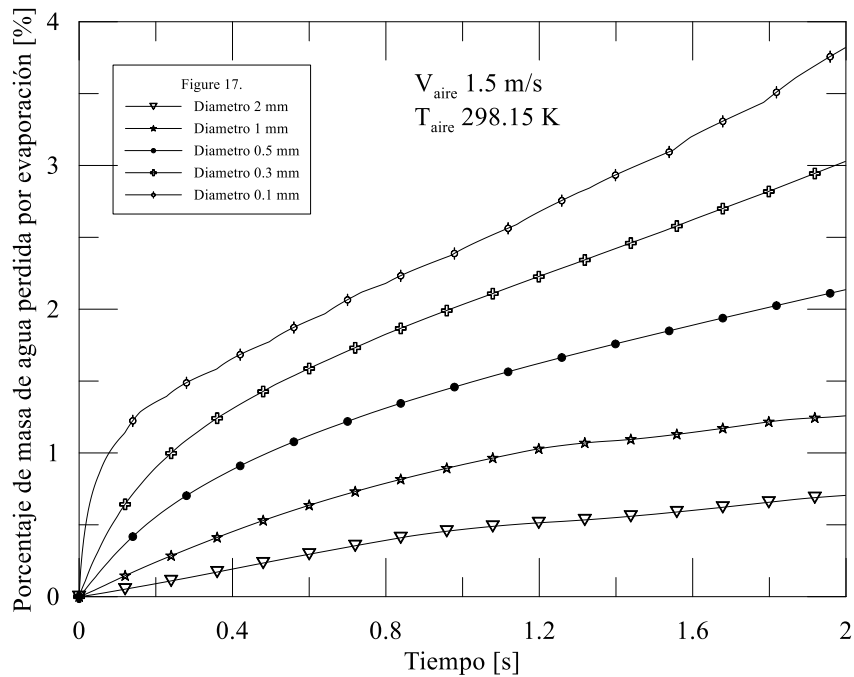


Figura 63. Porcentaje de masa evaporada en la gota de agua con diferentes diámetros iniciales.

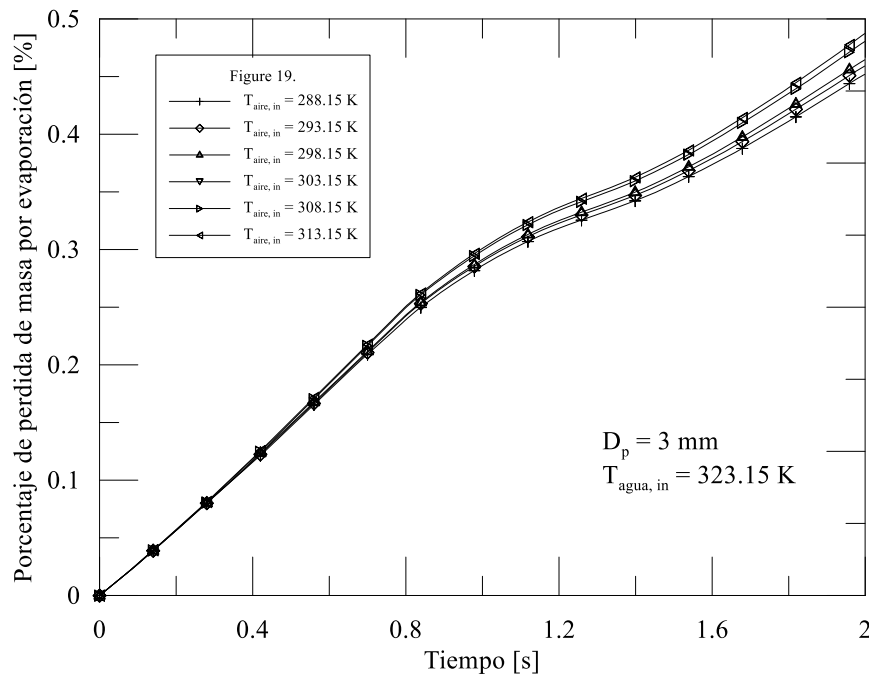


Figura 64. Porcentaje de masa evaporada en la gota de agua contra diferentes temperaturas iniciales del aire.

En la **figura 65.a** se puede apreciar la masa añadida a la fase continua la cual está completamente ligada a la trayectoria de las partículas en el interior de la torre de enfriamiento. Por otro lado,

en la **figura 65.b** se puede ver la zona de alimentación de las partículas, así como toda la estela de vapor de agua arrastrada por el aire de refrigeración, este aire después saldrá fuera del sistema. El flujo de aire al entrar en contacto con el flujo de partículas, absorbe calor de estas y gana humedad la cual aumenta un 9 % en el flujo de aire. Mientras en zona alejadas del punto de inyección de las gotas de agua la humedad relativa promedio del aire es 4.7 %.

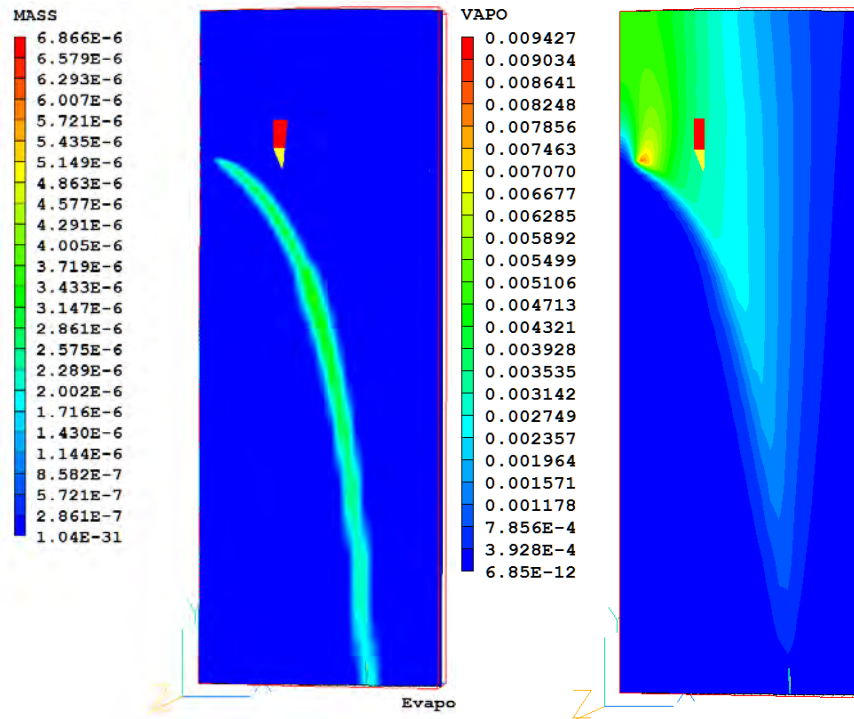


Figura 65. a) Perfil de masa de partículas dentro de la torre y b) perfil de vapor dentro de la torre de enfriamiento.

La **Figura 66** muestra el efecto el arrastre sobre la partícula provocado por la variación del tamaño de estas, si los diámetros de las partículas son grandes el arrastre es poco por la velocidad del aire, sin embargo, si la partícula es pequeña el arrastre debido a la velocidad del aire comienza a ser más significativo y las partículas con menor tamaño son arrastradas fuera del sistema.

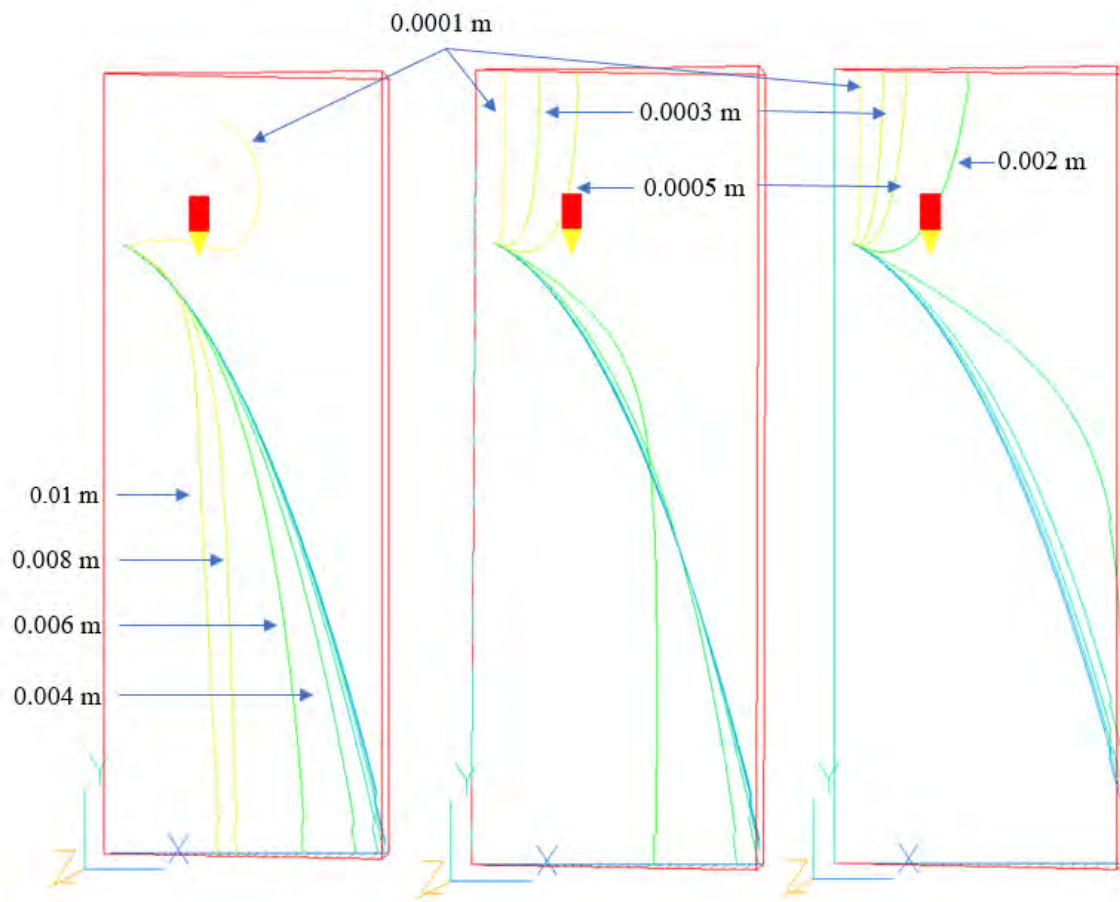


Figura 66. a) Arrastre de partículas con velocidad del aire de 1.5 m/s. b) Arrastre de partículas con velocidad del aire de 5 m/s. c) Arrastre de partículas con velocidad del aire de 10 m/s.

En la **Figura 66.a** se puede observar la trayectoria de gotas de agua que se encuentran en un flujo de corriente de aire a una velocidad de 1.5 m/s, las gotas de gran diámetro tienen una trayectoria descendente, pero gotas de diámetro menor a 0.0025 m, sufren fenómenos de sustentabilidad y arrastre lo cual ocasiona que estas salgan fuera del volumen de control. Mientras que para una velocidad de corriente de aire de 5 m/s las partículas que son arrastradas son aquellas con diámetros menores a 0.0035 m como se muestra en la **Figura 66.b**, podemos observar que existen más gotas que debido a la velocidad del aire sufren mayor arrastre y salen fuera del volumen de control, otras gotas sufren primero fenómeno de sustentabilidad en lecho fluidizado y debido a la pérdida de masa por evaporación estas son arrastradas al exterior y para

sistemas con velocidad de aire de 10 m/s, las partículas que muestran un gran arrastre son aquellas con diámetros menores a 0.0005 m como se muestra en la **Figura 66.c**.

En la **Figura 67** se muestran los tiempos de flotación de la gota de agua en el interior de la torre de enfriamiento a diferentes velocidades del aire de alimentación, entre mayor sea la velocidad de alimentación de aire de la torre, el tiempo de residencia de las gotas aumenta debido al arrastre ejercido por este sobre las gotas de agua. Para partículas con diámetros mayores de 0.005 mm el tiempo de residencia es alrededor de 1 segundo, para diámetros menores, entre 0.005 mm y 0.0035 mm, el tiempo de residencia aumenta significativamente, con este aumento de tiempo se presenta una mayor evaporación de masa en la gota con lo cual disminuye su tamaño y la gota es arrastrada fuera de la torre de enfriamiento. Para partículas menores a .0025 mm con velocidades mayores a 1.5 m/s son arrastradas fuera de la torre de enfriamiento lo que aumenta la masa perdida en el sistema. Para disminuir el arrastre sobre las partículas también es necesario que, en la relación de área superficial contra volumen (SA:V), el volumen siga siendo mayor al área superficial. Para disminuir el arrastre de partículas, para velocidades de aire menores a 1.5 m/s se recomienda partículas con SA:V menor a 750 m^{-1} , y para velocidades de 5 m/s partículas con SA:V 375 m^{-1} y para velocidades de más de 10 m/s se recomienda que la relación sea menor a 180 m^{-1} .

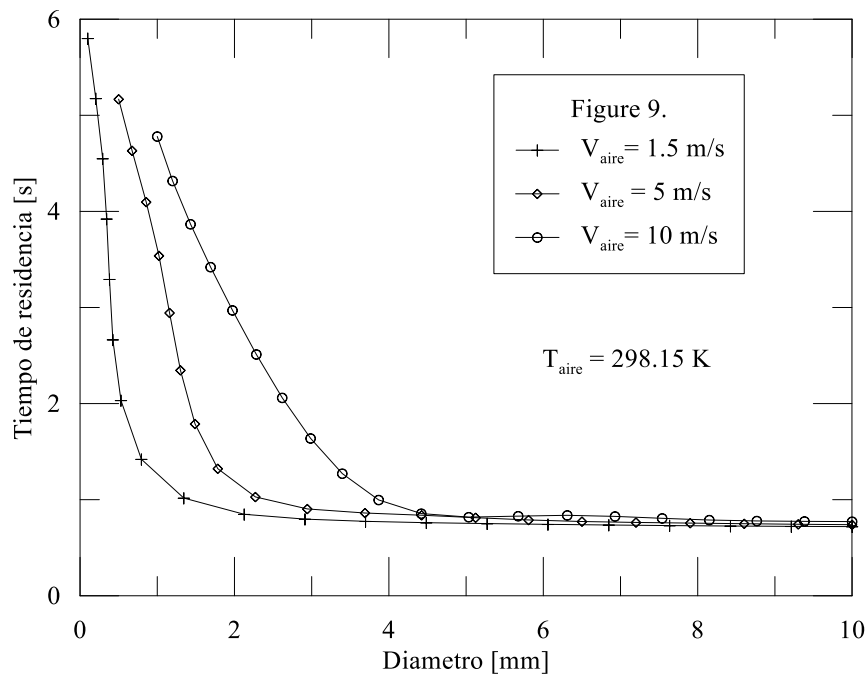


Figura 67. Tiempo de residencia de la gota de agua en función del diámetro y la velocidad del aire de alimentación.

En este trabajo se presentó el modelado de una torre de enfriamiento, en el cual se estudia la cinética de gotas de agua al interior de la torre, donde se han considerado efectos de evaporación de masa y pérdidas por arrastre de agua. En el desarrollo del modelo se analizaron diferentes variables que afectan el rendimiento de una torre de enfriamiento y de las fases involucradas, la masa perdida por evaporación está ligada al tamaño de partícula y a la diferencia de temperaturas entre las dos fases, la masa evaporada de la partícula de 0.1 mm de diámetro es más de 4 % de la masa por cada 2 s de estancia en el sistema, y para partículas de 10 mm de diámetro el porcentaje de masa evaporada es alrededor del 1 % por cada 2 s de estancia en el sistema, por lo cual para reducir la pérdida de masa por evaporación, las partículas deberán tener diámetros más uniformes y cercanos a 10 mm de diámetro.

En cuanto a la temperatura inicial de la partícula, la pérdida por evaporación de masa de las partículas es solo de 0.05 % entre la temperatura menor y mayor inicial del agua por lo cual, este factor no es tan significativo como el diámetro de la partícula o la velocidad del aire de alimentación. Otro parámetro es la velocidad del aire, este aumenta el tiempo de residencia de las gotas dentro de la torre debido al arrastre, controlando esta velocidad se disminuye enormemente la pérdida por arrastre y evaporación de agua, por lo cual, entre mayor sea la

velocidad inicial del aire, los diámetros de las gotas de agua deberán ser mayores. Para velocidades de aire de más de 10 m/s, el menor tamaño de las gotas de agua deberá ser de 0.0045 m para reducir las pérdidas por arrastre del sistema.

A partir de los resultados presentados se concluye que el tamaño de partícula es de gran importancia para la operación de la torre de enfriamiento, por lo cual el elegir el tamaño adecuado aumenta la eficiencia del dispositivo y reduce las pérdidas por evaporación y arrastre de agua. Esta información permitirá realizar un mejor diseño de los dispositivos de dispersión de agua en el interior de las torres y en conjunto reducir las pérdidas de agua tanto por arrastre como por evaporación.

Capitulo IV.

Diseño y construcción de torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.

Diseño conceptual de torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.

Para elaborar el diseño final, se tomó en cuenta todas las variables y elementos de la manufactura que fueran de fácil obtención en el mercado, con lo cual se pueda diseñar los elementos y piezas con los estándares de diseño correctos, así como poder disminuir el tiempo de manufactura y bajar los costos de fabricación, por tales consideraciones en la **Figura 68** se presenta la propuesta de diseño final, así como diferentes vistas que permiten visualizar el diseño final seleccionado del prototipo.

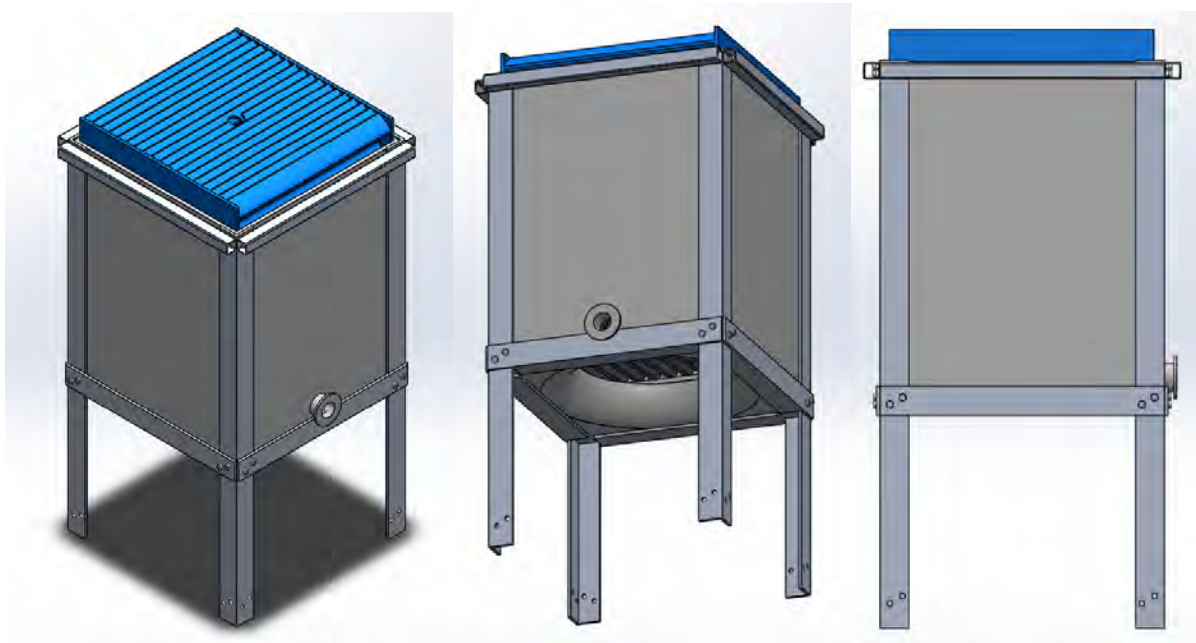


Figura 68. Vista del diseño de torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.

En la **figura 69** es posible observar cortes realizado al diseño, para visualizar los elementos interiores que conforman la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo, estos elementos son el relleno y el separador de gotas, en esta propuesta el agua entrará por la parte superior y saldrá por un dren situado en la parte inferior de la torre de enfriamiento, la alimentación del aire refrigerante está situada en la parte inferior justa en la parte inferior del difusor. Este diseño cuenta con elementos deflectores que realizan dos propósitos; el primer de ellos es retener el fluido descendente y redireccionarlo al sistema de dren interior para ser canalizado a la salida

del fluido refrigerado, el segundo propósito es permitir el ascenso del aire refrigerante al interior de la torre de enfriamiento, estos elementos los podemos apreciar en la **Figura 69**.

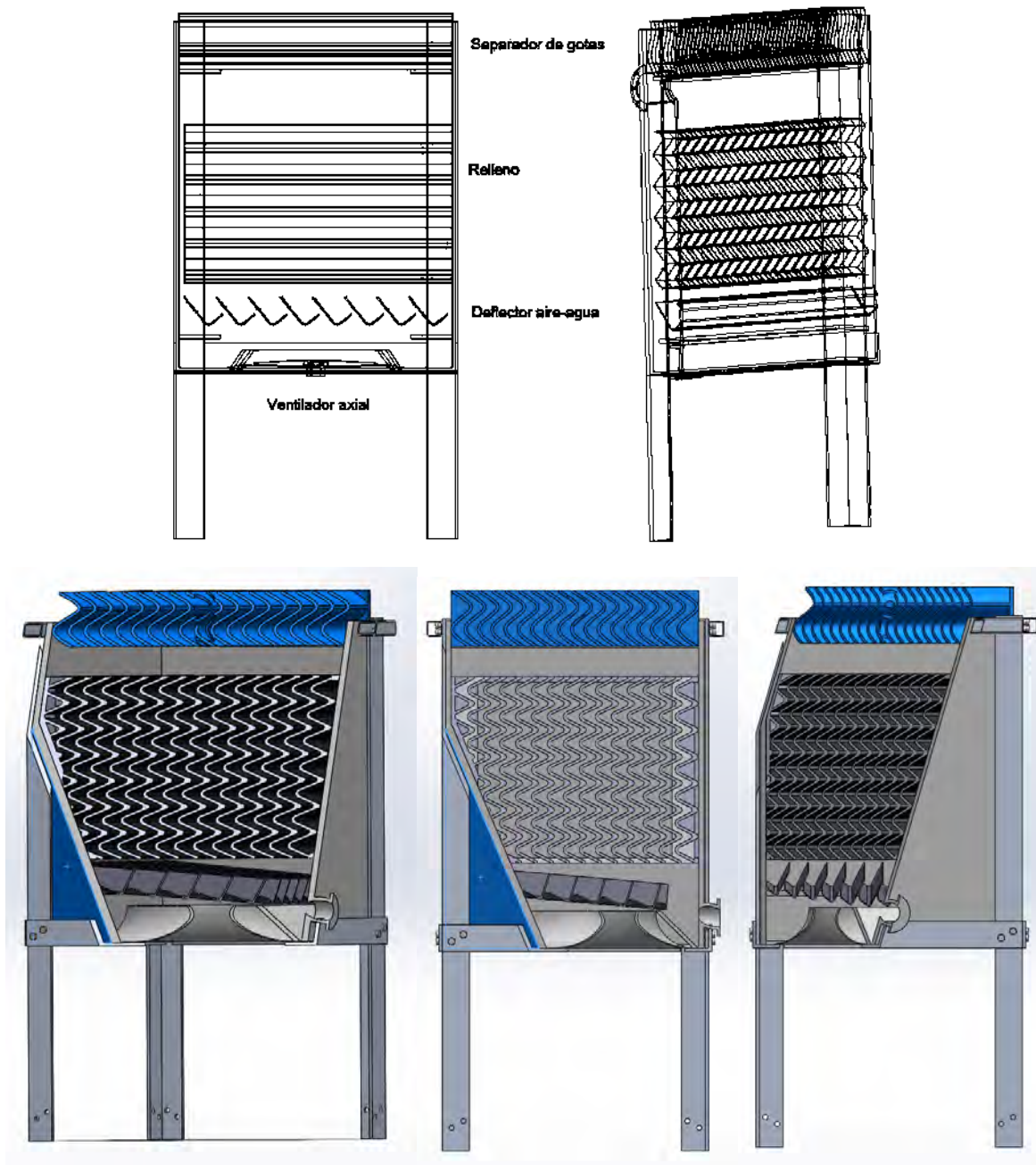


Figura 69. Vista de sección bajo perspectiva en alzado, vista lateral y con Angulo de 30 grados de los componentes en el interior de la torre de tiro forzado a contraflujo.

Selección de Materiales de Construcción

Para la construcción de este prototipo de torre de enfriamiento se tomó en cuenta las capacidades y conocimientos en el uso de materiales compuestos y elementos del mercado local, lo que permitió realizar la manufactura de este prototipo como se muestra a continuación.

La torre de enfriamiento propuesta está construida en materiales compuestos de fibra de vidrio, aluminio y plásticos ligeros, los componentes internos son de plástico tipo PAD (Polietileno de alta densidad). Las paredes laterales de la torre de enfriamiento, el difusor de aire refrigerante y elementos internos de la torre de enfriamiento como deflectores agua-aire, y soportes serán manufacturados en fibra de vidrios. Elementos estructurales y de soporte serán manufacturados en aluminio y elementos internos como; la empaquetadura y el separador de gotas serán adquiridos en el mercado interno con proveedores nacionales.

Fibra de vidrio.

La fibra de vidrio está fabricada con hilos de vidrio tipo Advantex, unidos por un ligante soluble en estireno, tienen una excelente compatibilidad con las resinas poliéster epóxica y viniléster, ya que adquieren una buena conformabilidad para moldeo y producción, además facilita la impregnación tanto en aplicación artesanal e industrial y buena resistencia a la tracción.

Para la construcción de los elementos de la torre de enfriamiento se optó por la utilización de la fibra de vidrio clase E por sus excelentes características de ligereza, resistencia, aislante térmico, flexibilidad, etc., la **Tabla 7** muestra algunas propiedades mecánicas de la fibra de vidrio, las cuales adquiere hasta realizar la mezcla de material compuesto con resinas poliéster o epóxicas. Para la manufactura se utilizó resina poliéster tipo RESINA PP-70 resina poliéster insaturada, requiere de la adición de monómero de estireno y cobalto. Esta resina es de reactividad media y permite una excelente humectación con la fibra de vidrio, además una buena aceptación de cargas, es excelente para la fabricación de piezas por procesos de aspersión o manual.

Tabla 7. Propiedades de la fibra de vidrio clase E y de resina poliéster PP-70.

Tipo de Fibra	Tensión de rotura (MPa) [§]	Esfuerzo de Compresión (MPa)	Densidad (g/cm ³)	Dilatación térmica µm/(m°C)	T de ablandamiento (°C)
Vidrio clase E	3445	1080	2,58	5,4	846
Vidrio clase S-2	4890	1600	2,46	2,9	1056

En la **figura 70** se describen las propiedades de la resina empleada para la construcción de los componentes de la torre de enfriamiento de tiro forzado contraflujo.

RESINA USOS GENERALES

PROPIEDADES DE RESINA LÍQUIDA

ESPECIFICACIÓN	VALOR	MÉTODO DE PRUEBA
Viscosidad @ 25° C , Brookfield LVF, aguja # 3 a 6 r.p.m. (cps)	10 000±1000	SMP-07-20
Densidad @ 25°C (g/ml)	1.18 ± 0.02	SMP-07-34
Color APHA	100 Máx.	SMP-07-30
% de Sólidos	79 ± 3	SMP-07-16

PROPIEDADES DE CURADO * (1) ver parte posterior de la hoja

Tiempo de gel @ 25 ° C (min.) 80 g de resina + 0.5% O. Cobalto al 6% + 20 g de estireno y 1 % de catalizador BM-50	10±2'	SMP-07-23
Intervalo de Curado (ΔC, min)	10'	SMP-07-23
Tiempo de Curado (min)	18±5'	SMP-07-23
Temperatura de Exotermia (° C)	165 ± 20	SMP-07-23

PROPIEDADES MECÁNICAS * (2) ver parte posterior de la hoja

PROPIEDAD	ENCAPSULADO	LAMINADO	MET. DE PRUEBA
Contenido de Resina	100	70	(% Peso)
Contenido de Fibra de Vidrio	-----	30	(% Peso)
Densidad @ 25°C	1.12	1.35	SMP-07-34
Dureza Barcol	40	45	SMP-07-39
HDT (° C a 264 psi)*	68	N.D.	SMP-07-48

N. A. = No Aplica

* HDT = Temperatura máxima de distorsión al calor.

DESCRIPCIÓN

La serie PP-70 de Poliformas, es una resina poliéster insaturada, ortoftálica de reactividad media con alto contenido de sólidos, cuyas aplicaciones son en fabricación de piezas de plástico reforzado con fibra de vidrio utilizando los procesos de moldeo manual o de aspersión. Por su gran versatilidad en aplicaciones varias, esta resina es conocida como usos generales.

La serie PP-70 ha sido diseñada para cubrir las necesidades de los fabricantes de artículos de plástico reforzado con fibra de vidrio y para mantenerse como líder en el mercado.

Figura 70. Propiedades de la resina empleada en la fabricación de la torre.

Aluminio

El **aluminio 6061** es una aleación de aluminio endurecido que contiene como principales elementos aluminio, magnesio y silicio. Originalmente denominado "aleación 61S" fue desarrollada en 1935. Tiene buenas propiedades mecánicas y para su uso en procesos de soldadura. Es una de las aleaciones más comunes de aluminio para uso general, especialmente estructuras de alta resistencia que requieran un buen comportamiento frente a la corrosión, empleado en carrocerías de camiones, componentes de barcos, vehículos ferroviarios, mobiliario y tuberías.

DISEÑO A DETALLE DE LOS COMPONENTES UTILIZADOS

A continuación, son descritos los elementos que conforman la manufactura del prototipo de torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.

Diseño a detalle de elementos estructurales.

Pilares.

Debido a las posibles cargas a las cuales estará sometido el sistema, se decidió seleccionar como material estructural aluminio comercial, un perfil angular de 3 pulgadas por ¼ pulgada de espesor, este material fue usado en toda la estructura de soporte general la **figura 71**, se muestra el pilar de soporte de la estructura.



Figura 71. Pilar base de soporte.

Debido a la necesidad de estandarización, todos los barrenos de estos elementos se realizaron de la misma manera, como se muestra en la **figura 72**, se muestran las medidas de la pieza, destacando que los barrenos son de $\frac{3}{4}$ de pulgada.

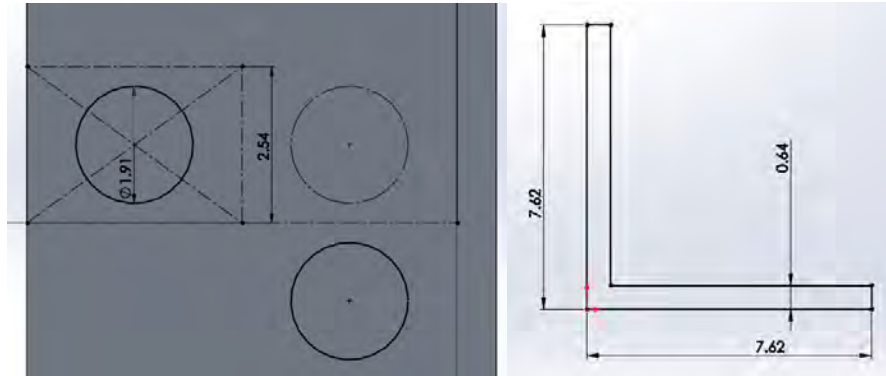


Figura 72. Plano de medidas de barrenos y Corte trasversal de pilares de soporte de la torre de enfriamiento.

Los barrenos se posicionaron a 80 cm del borde inferior al centro de los barrenos, los barrenos superiores se ubicaron a 10 cm del borde superior al centro de los barrenos, en todos los pilares se cuidó que todas las medidas fueran iguales para evitar errores al momento de taladrar.

En la **figura 73**, se muestra el perfil de los pilares de soporte de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo, estos elementos tienen un largo de 2 metros.

Barra de unión

Las barras de unión se realizaron del mismo material, estas cuentan con un diseño especial el cual permite la sujeción con los pilares y facilitar el ensamble de estos elementos, se realizó un corte para evitar traslapes con los otros componentes, este elemento se muestra en la **figura 73**.

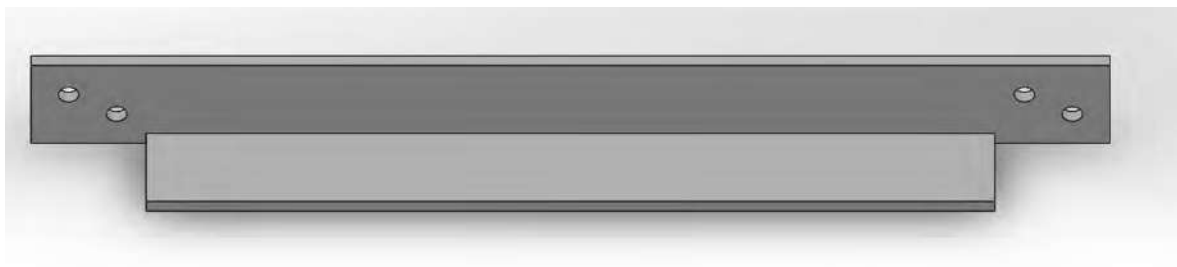


Figura 73. Soporte barra unión de aluminio, con detalle de corte y barrenos.

En la **figura 74** se muestra el croquis del elemento de la barra unión, como el detalle del corte para ensamble con los pilares de soporte.

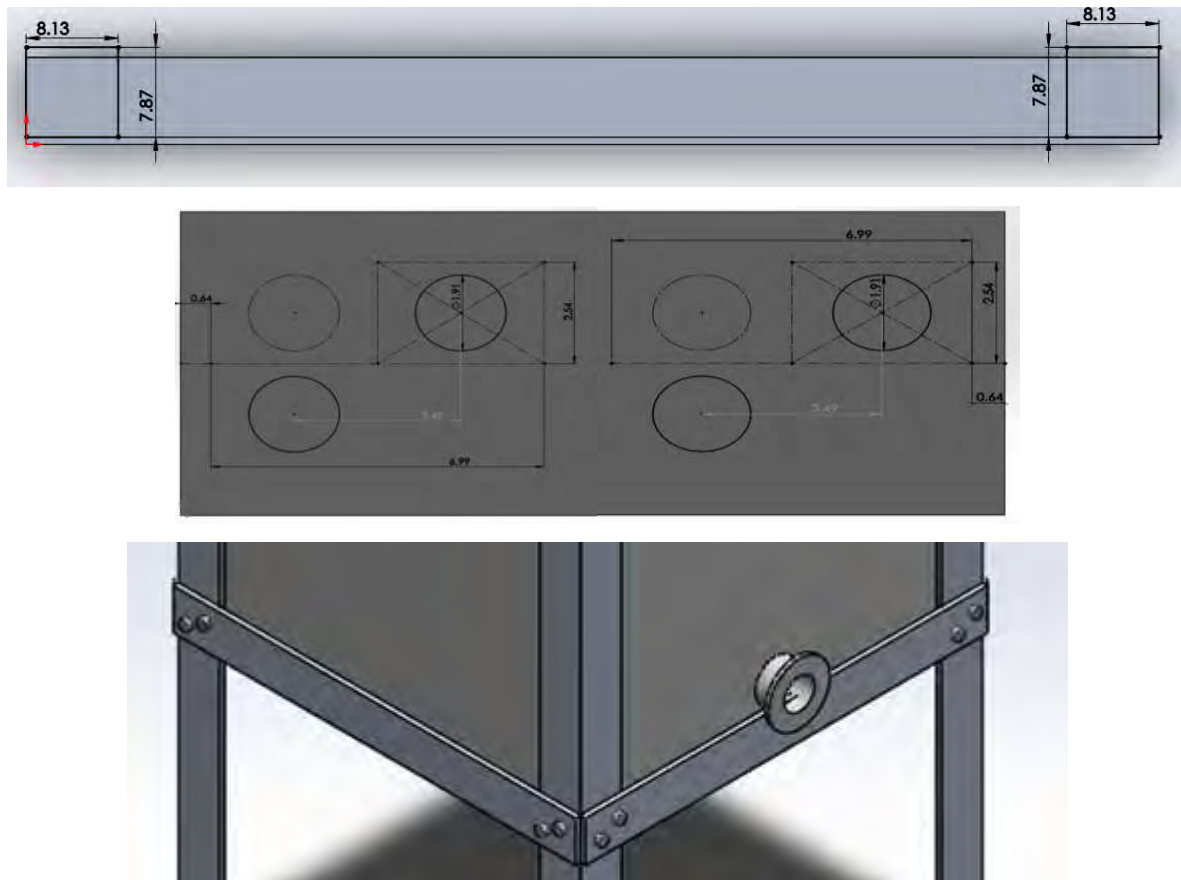


Figura 74. Croquis para cortado de sobrantes.

Cuadro de apoyo

El cuadrado de 2 pulgadas cumplirá la función de cerrar la estructura y de servir de soporte para las mamparas laterales de la torre de enfriamiento, además de proveer rigidez estructural al conjunto, en la **Figura 75** se puede apreciar detalles del soporte superior el cual es un perfil cuadrado de aluminio de 1/8 pulgada de espesor por 1 metro de longitud y barrenos estandarizados.

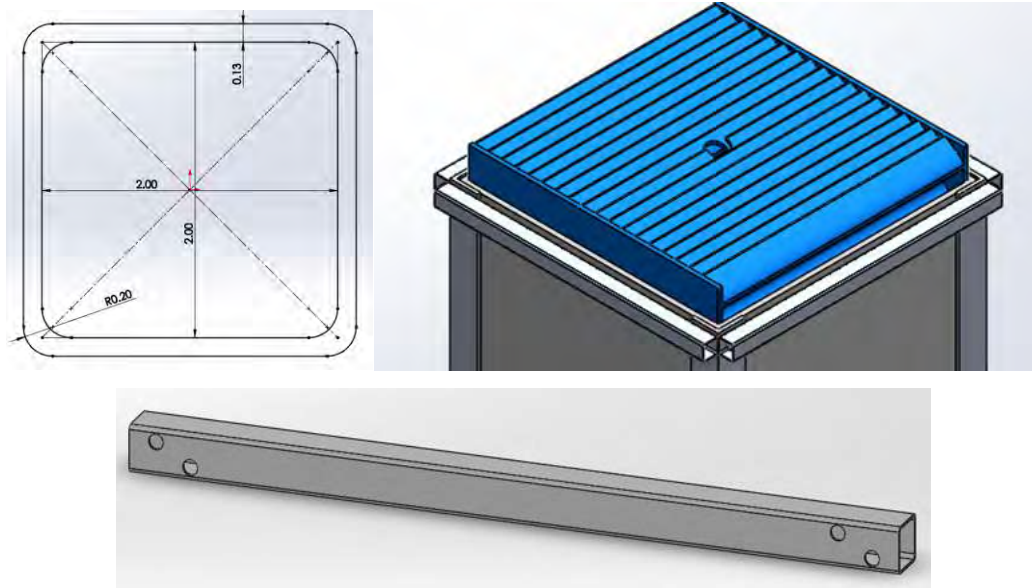


Figura 75. Soporte superior de la torre de enfriamiento.

Tornillería

Para este caso se utilizaron las librerías de solidworks, un tornillo por norma ISO inoxidable en sistema inglés, de 2 pulgadas de largo por $\frac{3}{4}$ de diámetro y rosca estándar con su respectiva tuerca y arandela.

Mamparas, difusor y apoyos

En este apartado se verán las partes fabricadas de fibra de vidrio que por su tipo de construcción y propiedades al final se considera como uno solo.

Difusor

El difusor es un elemento circular que permite el paso del aire al interior de la torre de enfriamiento y sirve como dispositivo para aumentar la velocidad del fluido a su paso a través de este elemento, en la **Figura 76** se muestra una perspectiva del corte del difusor, así como sus medidas principales, además de un corte de la torre de enfriamiento donde se puede apreciar a detalle la posición y función del dispositivo.

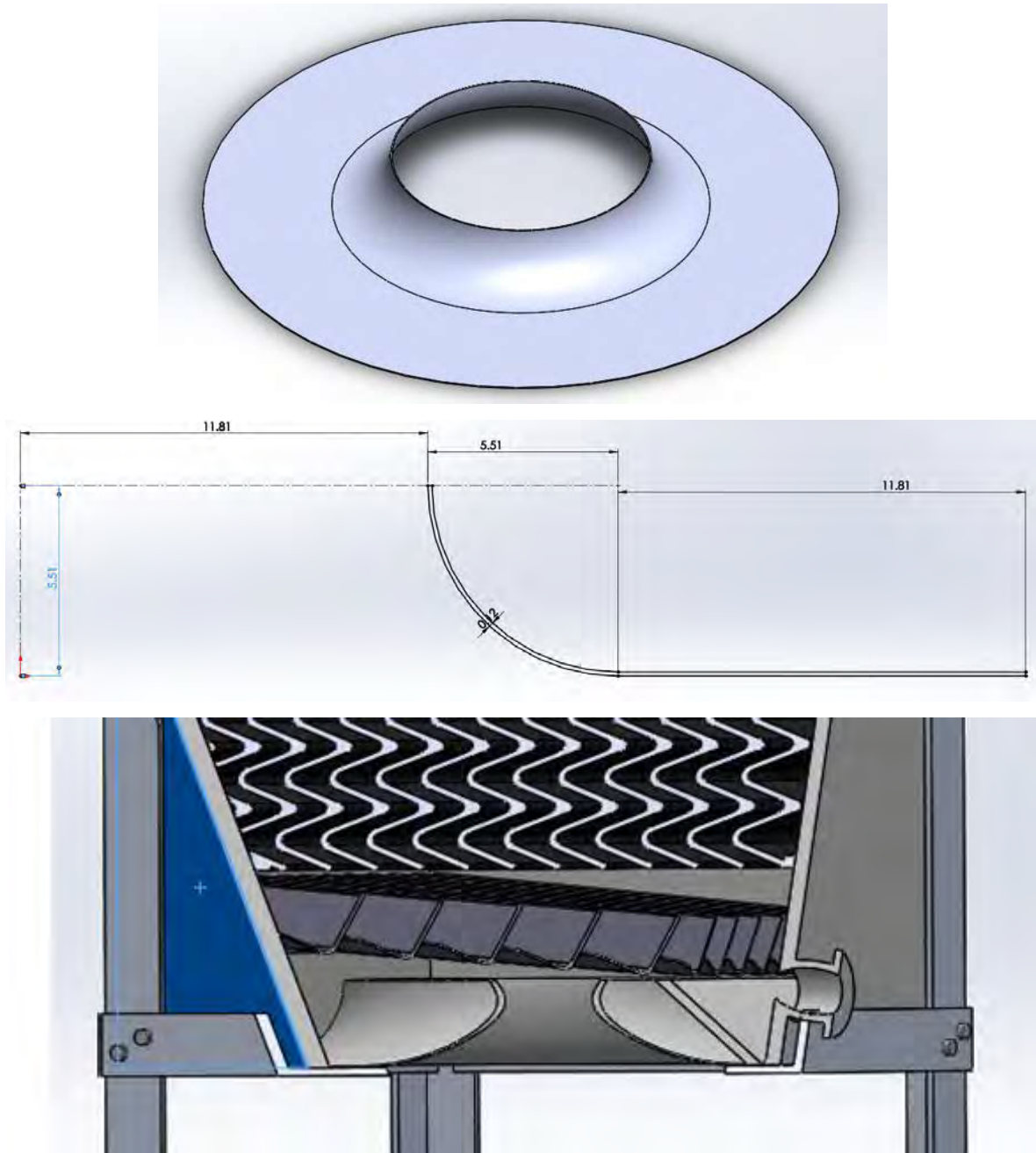


Figura 76. Difusor circular.

Mamparas

Las mamparas son las paredes de la torre de enfriamiento, estas paredes son de una medida de 93cm de ancho por 123cm de alto, como se muestra en la **Figura 77**, además se puede notar el ensamble de las paredes de la torre de enfriamiento, el ensamble con el difusor y algunos

elementos en el interior los cuales tiene la función de sujetar la empaquetadura o relleno en el interior de la torre de enfriamiento, y al eliminador de gotas. También es posible notar un elemento extra el cual es un deflector de agua que tendrá la función de desviar el agua refrigerada en la parte inferior de la torre de enfriamiento y actuar como recipiente para acumular el fluido descendente, para después ser extraído de la torre de enfriamiento por gravedad y ser acumulado en el contenedor para después ser nuevamente calentado y reingresado en la torre de enfriamiento.

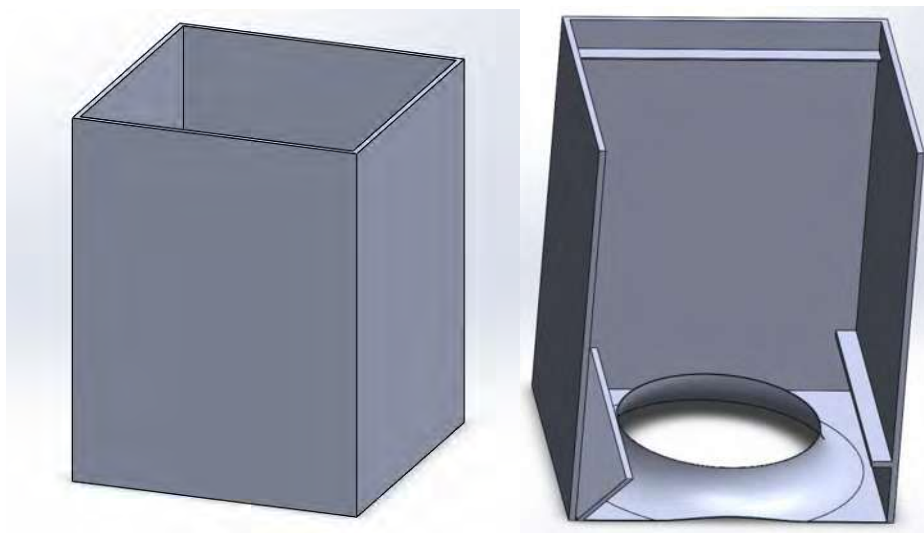


Figura 77. Mamparas de fibra de vidrio de 93x123 cm y detalle de elementos interiores como difusor, y elementos de sujeción de relleno y eliminador de gotas.

Accesorios y soportes

Sobre las mamparas, es necesario colocar soportes los cuales servirán para sujetar tanto el relleno como los deflectores de agua-aire en el interior, como se muestra en la **Figura 78** los soportes necesarios en este caso tienen la forma de “L” esto permitirá ser adheridos a las paredes de la torre de enfriamiento mediante pegamento basados en resinas poliéster y con esto evitar la oxidación de los elementos de sujeción tradicionales. Cabe mencionar que tanto los difusores de agua-aire, elementos de sujeción y soporte del relleno y eliminador de gotas, estarán completamente manufacturados en fibra de vidrio y resina poliéster con los cual se elimina la necesidad de elemento de sujeción tradicionales y con esto evitar el contacto de elementos sensibles a oxidación con el agua y aire en el interior de la torre de enfriamiento.

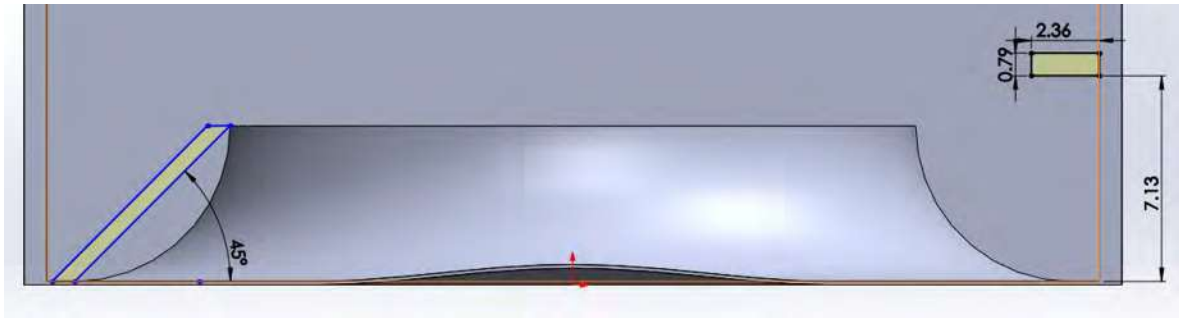


Figura 78. Planos para extrucción de soportes inferiores.

Deflector agua-aire.

Las canaletas en forma de “V”, que en conjunto se conoce como deflector de agua-aire conducen el agua fría, que baja por gravedad al depósito interior de la torre de enfriamiento, estos elementos tienen un ángulo de 5 grados respecto a la horizontal con lo cual se promueve el escurrimiento del líquido, mientras que la parte inferior de los deflectores permite el libre paso del aire refrigerante del exterior al interior de la torre, provocando el enfriamiento de tiro forzado a contraflujo, este elemento lo podemos apreciar en la **Figura 79**.

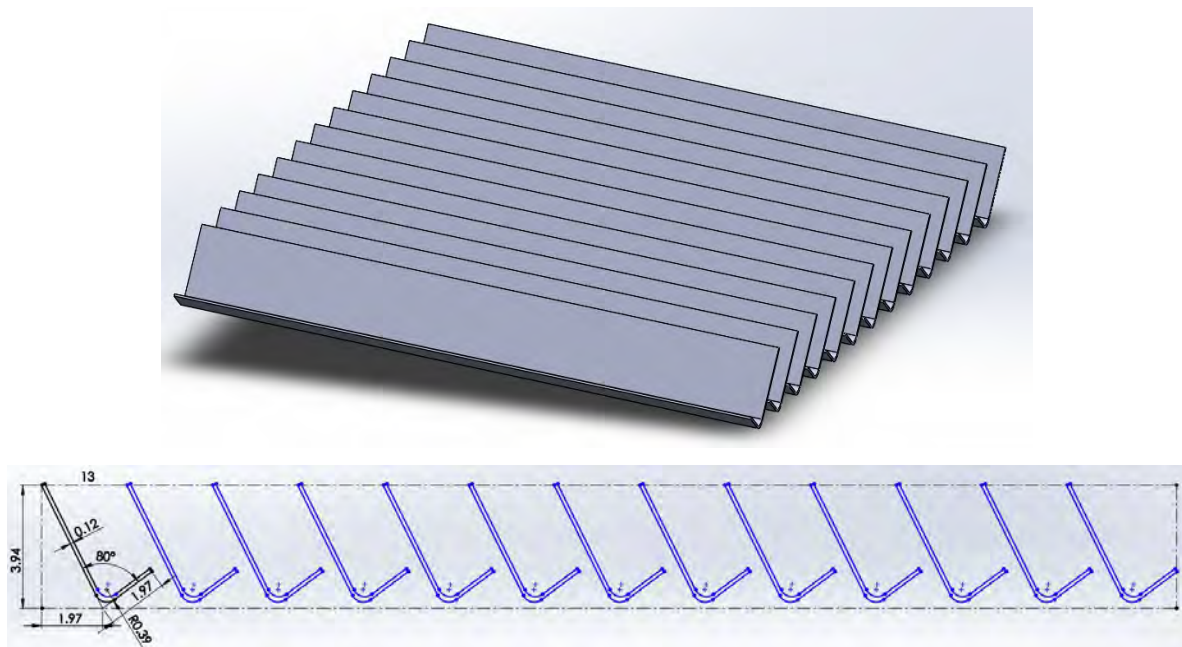


Figura 79. Diseño a detalle del Deflector agua-aire.

El relleno

El relleno fue seleccionado directamente con un proveedor nacional, este relleno y empaquetadura es el mismo de la torre de enfriamiento que existe en la plata, en la **Figura 80** se muestra este dispositivo.



Figura 80. Vistas del relleno, alzado, y en vista isométrica.

Separador de gotas

En la **Figura 81** se puede observar el separador de gotas, este elemento tiene una menor altura que la empaquetadura y se encuentra situado en la parte superior de la torre de enfriamiento, por encima del aspersor de gotas.



Figura 81. Separador de gotas disponible en el mercado.

Soporte de motor y motor.

Para facilitar el ensamble y traslado de la torre de enfriamiento, se decidió hacer la torre en dos secciones, a continuación, se detalla la base del motor. Para poder colocar el motor se decidió elevar el conjunto, facilitando así la entrada de aire a la torre de enfriamiento, como se muestra en la **figura 82**, la estructura consta de secciones de 1 metro de largo con orificios normalizados

y sujetadores para la placa y el motor. La base además de soportar el motor, también ayudara para la sujeción de los dispositivos de control como, el arrancador y regulador de frecuencia con los cuales se tendra un sistema que pueda variar la velocidad el motor y con esto la velocidad el aire de entrada.

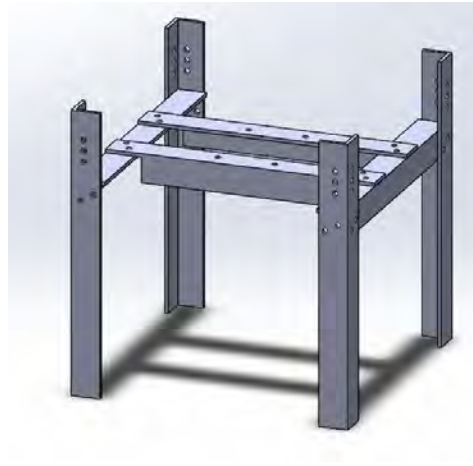


Figura 82. Soporte de motor, estructura de aluminio.

Placa de motor.

Para poder soportar el motor es necesaria una placa, por la construcción se utilizó una placa en forma de “T”, como se muestra en la **figura 83**, esta ayudará a soportar las fuerzas que genere el motor.

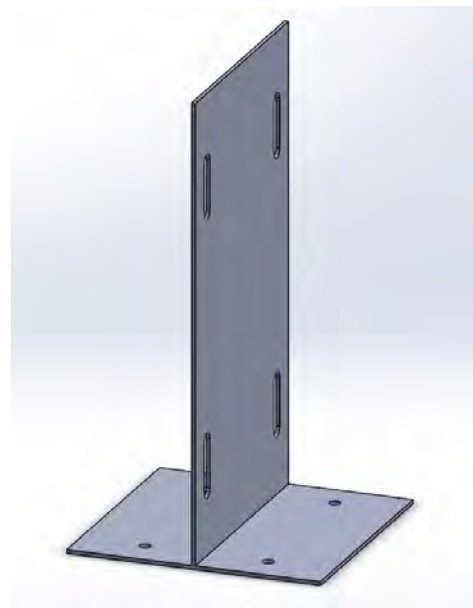


Figura 83. Placa con ranuras para soporte de motor.

Pruebas de Diseño

Para conocer si el diseño propuesto tendrá la suficiente rigidez estructural y además sea estable bajo condiciones de operación se realizaron varios tipos de pruebas estáticas y de fluidos en el interior y exterior del conjunto.

Pruebas estáticas a nivel estructural del dispositivo.

Las primeras pruebas realizadas fueron del tipo estático en el cual se simuló una serie de cargas que representarían al sistema en condiciones de operación, como se muestra en la **figura 84**. Las pruebas estáticas en la estructura de la torre de enfriamiento, fueron las cargas vivas y muertas del conjunto debidas a la masa de las mamparas, el relleno y el generador de gotas. Este conjunto tendrá que soportar una carga que va de 500 hasta los 2000 Newton debido a la carga muerta del peso propio hasta la carga viva del agua que será introducida.

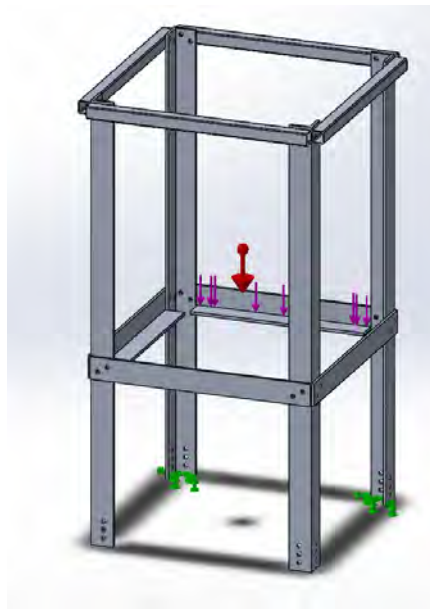


Figura 84. Condiciones de pruebas estática en estructura.

Para esta simulación primero se realizó un estudio estático, indicando que todas las piezas son del mismo material, aluminio 6061, además de que se consideraron “fijas” y en las partes inferiores de las patas, se consideró la gravedad en todo el conjunto.

Como se muestra en la **figura 85** se observa el comportamiento de la estructura sometido a las condiciones de cargas muertas en la cual es posible apreciar que la estructura cuenta con una gran estabilidad ante las cargas presentes. Las deformaciones y desplazamientos encontrados en

el análisis son menores de 0.00158 mm, por lo cual es posible garantizar que la estructura se encuentra como un elemento muy estable y que presentará desplazamiento en los elementos imperceptibles. En la **figura 85.a** se presenta una condición de carga mínima y en la **figura 85.b** la simulación con la carga máxima donde el desplazamiento máximo fue apenas de 0.00591 mm.

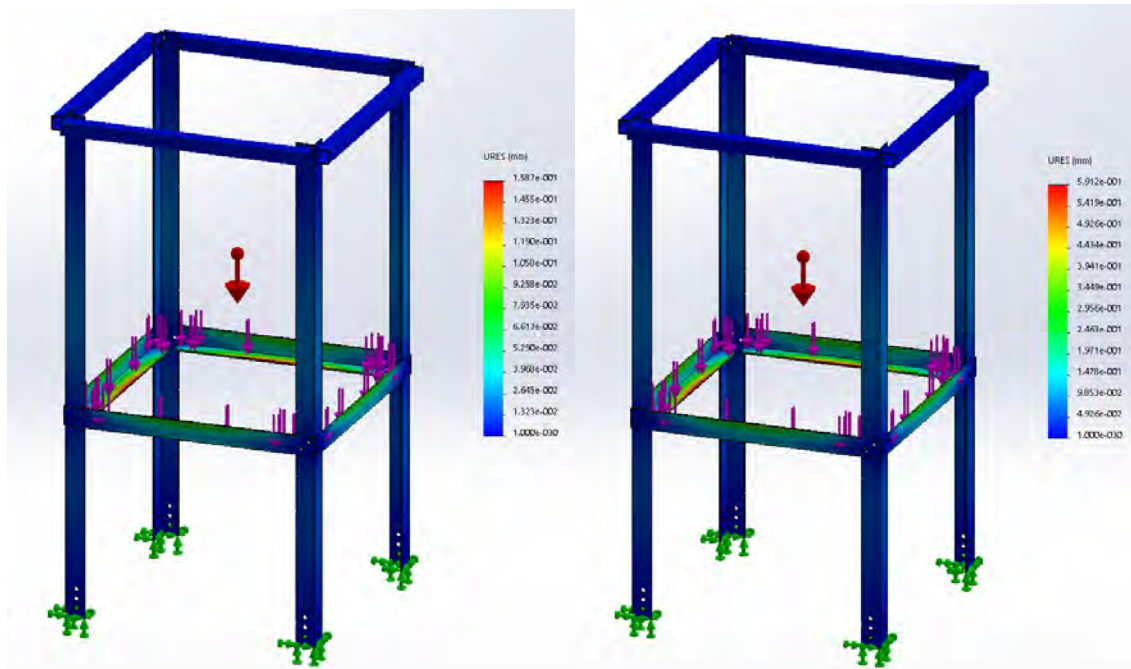


Figura 85.a) Prueba con condiciones mínimas, **b)** Pruebas con condiciones máximas.

Pruebas estáticas al ensamblaje principal con bases de motor

La segunda prueba se realizó con las cargas de todo el conjunto, esto es considerando la estructura de la torre de enfriamiento, la base donde estará situado el ventilador y motor, el cual forzará al aire a pasar por el interior de la torre de enfriamiento, como se muestra en la **figura 86**, considerando las cargas vivas y muertas de todo el conjunto, la gravedad y el peso mismo del motor, cabe resaltar que en esta prueba no se consideró las fuerzas inerciales generadas por el motor.

Para esta simulación primero se realizó un estudio estático, indicando que todas las piezas son del mismo material, aluminio 6061, además de que se consideraron “fijas” las partes inferiores de las patas, se consideró la gravedad en todo el conjunto. Los resultados de este estudio se

pueden apreciar en la **Figura 87**, la deformación que sufre por el conjunto en bajo condiciones de carga máxima es de 0.00651 mm, con esto se puede determinar que la estructura completa posee una gran estabilidad dimensional bajo condiciones de operación y las deformaciones a las que puede estar sujeto el conjunto son muy pequeñas.

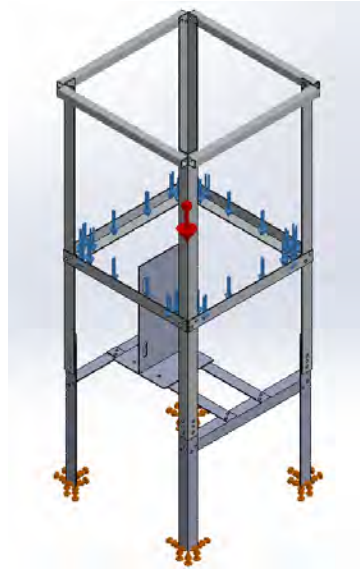


Figura 86. Condiciones de prueba de conjunto base principal-base de motor.

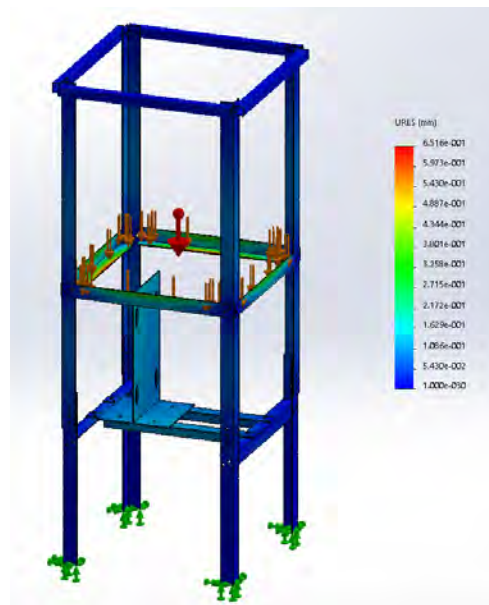


Figura 87. Resultados de simulación de carga estática en toda la estructura.

Pruebas estáticas de estabilidad bajo condiciones de operación.

En esta prueba se consideró todo el sistema de estructuras y mamparas de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo, el estudio contempla el análisis de estabilidad de la torre de enfriamiento bajo las cargas que generan el viento en la zona donde se instalará, esto accionará sobre el sistema fuerzas de arrastre debido a la forma dimensional de la torre de enfriamiento. Teniendo en cuenta que la velocidad del viento en la zona puede alcanzar hasta 10 m/s, este dato extraído de SMN, se realiza una simulación en solidworks de fluidos, limitando el medio de estudio a un volumen de 5 x 5 x 5 metros se tiene un caudal de 250 m³/s, como se muestra en la **Figura 88** el valor de la velocidad máxima del viento posible que se tendrá sobre la estructura contra la torre es de 12.35 m/s con lo cual se realizarán los análisis.

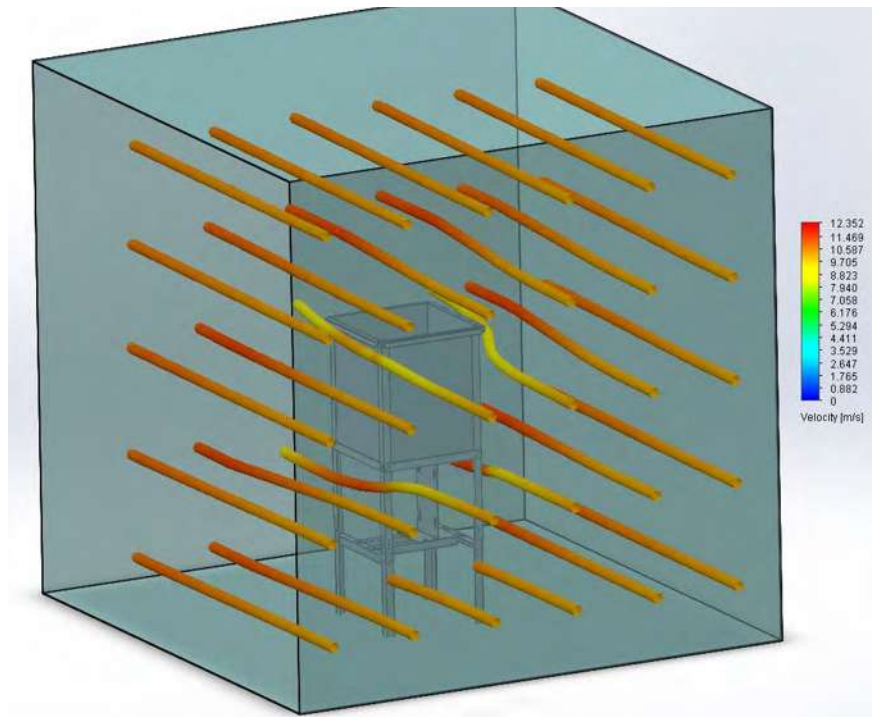


Figura 88. Análisis en floxpress de la interacción Torre-aire con el entorno.

Para el cálculo de la fuerza de arrastre que actúa sobre la torre de enfriamiento tenemos la **ecuación 4.1**, en la cual, C_D se obtiene de la geometría de la torre, v es la velocidad del viento y A es el área sobre la cual interactuara el viento.

$$F_{arrastre} = C_D(\rho V^2/2)A \quad (4.1)$$

Donde C_D se obtiene de acuerdo al perfil de la torre de enfriamiento y tiene un valor de 1.17, la ρ a temperatura ambiente será de 1.16 y el área de interacción será de 0.5 m².

Substituyendo tenemos que:

$$F_{arrastre} = 1.17(1.16 * 12.35^2/2)0.5 = 51.75 \text{ Newtons}$$

Este valor permitirá realizar un análisis sobre el desplazamiento de la torre debido al arrastre del aire, como se muestra en la **figura 89**, encontrando que la flexión debida al arrastre del aire se sitúa con un desplazamiento de 0.00875 mm, este valor sigue siendo un desplazamiento muy pequeño con lo cual se asegura que los perfiles utilizados en el diseño fueron adecuados y proveerán una gran estabilidad estructural de la torre de enfriamiento bajo condiciones de operación y su interacción con el medio circundante.

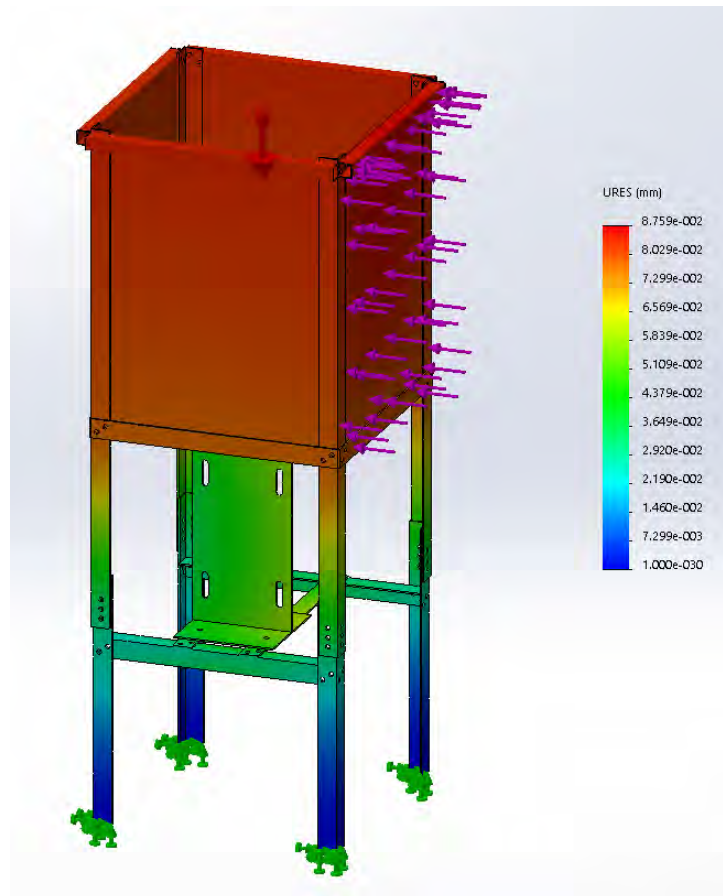


Figura 89. Simulación de Torre de enfriamiento en condiciones del entorno de operación.

Pruebas flowxpress a la interacción Torre-aire.

Se realizó un análisis mediante el módulo flowxpress, que está incorporado dentro del software Soliworks®, esto con el fin de conocer la fluidodinámica de ambas fases en el modelo a detalle de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo. Este módulo no es capaz de utilizar modelos bifásicos, sin embargo, analizando cada fase por separado es capaz de mostrar la fluidodinámica del agua en el interior de la torre con el fin de analizar y poder realizar un rediseño de la torre de enfriamiento y mejorar los elementos internos de la torre. Esto permitirá optimizar el diseño interior de los elementos como los deflectores agua-aire, los elementos de sujeción, los soportes de los dispositivos interiores y del sistema de recolección de fluido refrigerado, además de comprobar posibles fallas antes de su construcción como derrames del fluido bajo diferentes condiciones de operaciones. Como se muestra en la **figura 90** el fluido en este caso agua, es inyectado en la parte superior del sistema y se puede observar su paso al interior a través de los diferentes dispositivos, se puede notar que el fluido al tener contacto con los deflectores el agua es desviada hacia las mamparas donde el fluido es acumulado y mediante diferencia de alturas es extraído del sistema.

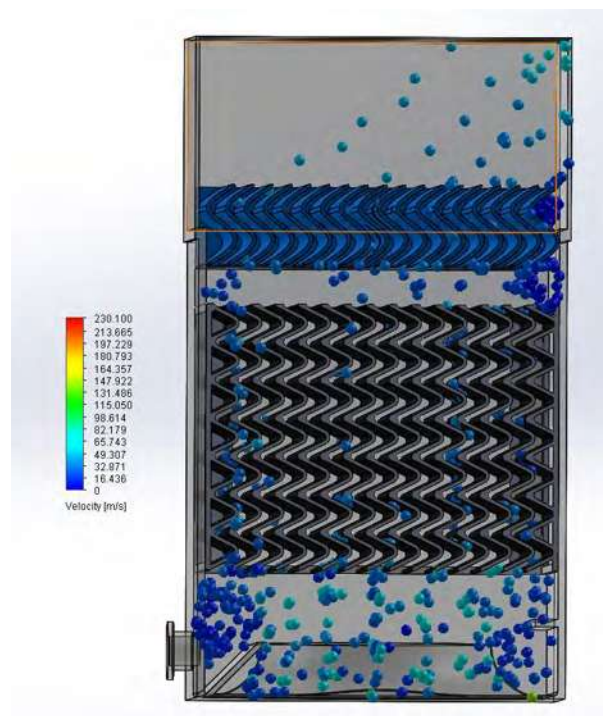


Figura 90. Prueba de flujo de fluido a través relleno de torre.

Con las pruebas realizadas se observa que existen varios puntos de estancamiento, sin embargo, en esas zonas es donde existe un mayor tiempo de estancia del agua-aire y aumenta la posibilidad del intercambio de aire. Para poder comparar varias condiciones se realizó una reorientación en el relleno, el arreglo mejoró la interacción del aire con el relleno debido a la orientación con la que entra el aire.

Pruebas flowxpress a la interacción Torre-agua.

En esta interacción el agua entra por el generador de gotas a un caudal de $2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ y sale por el ducto al medio ambiente, como se muestra en la **figura 91**, se destaca que se sigue la forma del intercambiador y sin embargo se detectó que existirán posibles escurrimientos a la parte inferior de la torre, con lo cual se planteó un rediseño al deflector de agua-aire para eliminar estos posibles escurrimientos.

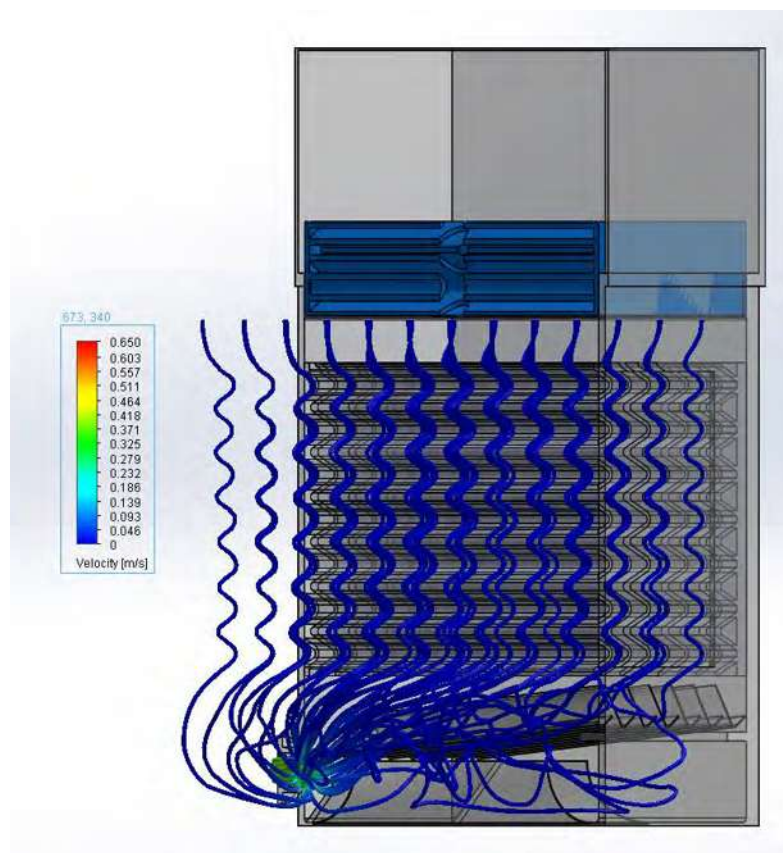


Figura 91. Interacción Torre-agua.

Costos de prototipo

Una vez obtenido el diseño y optimizado, se realizó un estudio de costos para la manufactura de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo. Los costos se estimarán con valor corriente del mercado sin tomar en cuenta posibles incrementos, todos los precios son IVA incluido lo muestra la **tabla 8**.

Tabla 8. Lista desglosada del costo de la torre de enfriamiento.

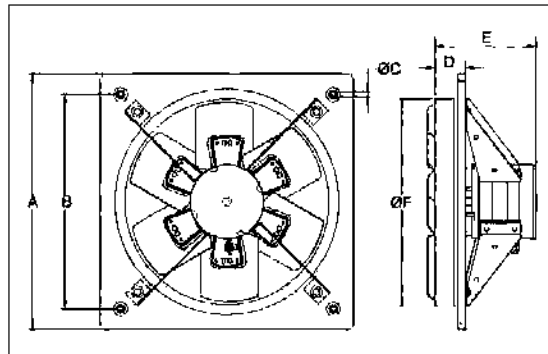
Unidades	Descripción	Costo
4	Mamparas fabricados en fibra de vidrio	\$9,500.00
4	Soportes laterales y de piso	\$7,600.00
1	Recipiente de acumulación de agua refrigerada	\$1,500.00
1	Ventiladores de tiro forzado	\$8,000.00
1	Bomba de agua	\$ 10,000.00
	Relleno	\$7,500.00
	Separador de gotas	\$4,500.00
	Aditamentos de sujeción	\$1,500.00
	Tuberías, coples y conexiones y aspersores	\$2,000.00
	Total	\$54,100.00

Algunas características de selección para los ventiladores axiales son los mostrados en la siguiente **tabla 9**.

Tabla 9. Características técnicas de ventiladores.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Intensidad A	Caudal a descarga libre m ³ /hr / CFM	Presión sonora dB(A) ^a	Peso apróx. Kg
HXB-400/L	1625	1/8	127	1.6	3,190 / 1,876	60	14
HXB-400/H	1625	1/4	127	2.6	5,450 / 3,206	64	15
HXB-500/L	1625	1/2	127	4.4	7,630 / 4,488	68	19
HXB-500/H	1625	1/2	127	4.4	10,180 / 5,988	71	18
HXT-400/H	1725	1/4	220	2.0	5,450 / 3,206	64	15
HXT-500/L	1650	1/2	220/440	2.0/1.0	7,630 / 4,488	68	19
HXT-500/H	1650	1/2	220/440	2.0/1.0	10,180 / 5,988	71	18



En la **figura 92** se muestran las curvas características de los ventiladores seleccionados.

CURVAS CARACTERÍSTICAS

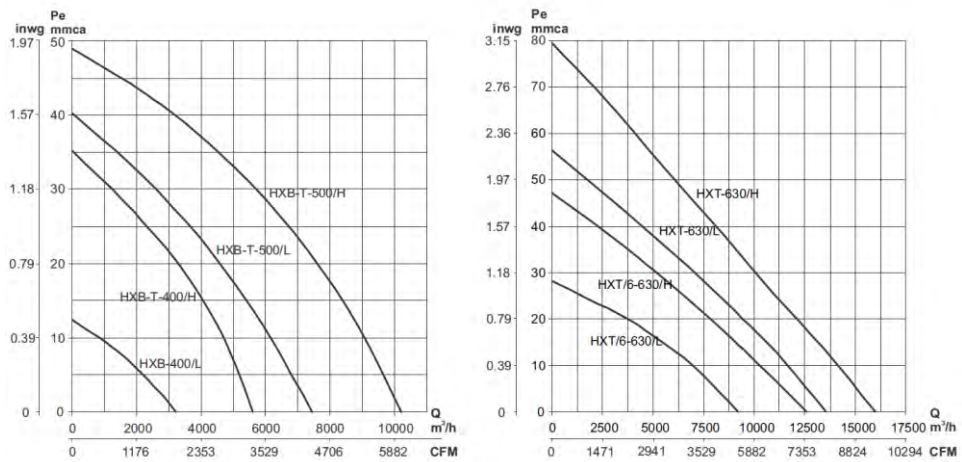


Figura 92. Curvas características de los ventiladores.

Manufactura de torre de enfriamiento del caso de estudio.

La manufactura de inicio con las mamparas seguido del difusor en plásticos reforzados a base de fibra de vidrio y resina poliéster, las mamparas se realizaron en planchas planas las cuales se recortaron a las dimensiones establecidas, y después se unieron para formar el cubo mediante aditivos de los mismos materiales compuestos. En la construcción del difusor se utilizó un método de tarraja artesanal, que es un método de revolución para obtener el difusor prototipo en yeso para después realizarlo en fibra de vidrio, el producto final manufacturado es el mostrado en la **figura 93**. La torre estaría conectada a una bomba de agua con la cual se podrá regular el flujo de agua en el interior de la torre de enfriamiento.



Figura 93. Terminación de la manufactura de mamparas y difusor en fibra de vidrio de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.

Manufactura y construcción de marco de aluminio de la torre de enfriamiento.

Para el marco de aluminio se utilizó 4 tramos de ángulo de 3 in X 1.70 m, de cada uno de los tramos se cortaron secciones de 1m, de las cuales se les realizó un corte de un lado del ángulo de ambos extremos de 15 cm como se muestra en la **figura 94**, se hicieron otros cortes de 80 cm de cada uno de los cuatro tramos y por último quedaron cuatro secciones de 170 cm.



Figura 94. Corte de un lado del ángulo de 15 cm.

Para fijar los tramos de ángulo de 1.70 m de largo se utilizó tornillería para fijar la estructura de la torre de enfriamiento. La tornillería de acero inoxidable y puesta en la sección de la unión de los largueros y travesaños de la estructura como se muestra en la **figura 95**.



Figura 95. Uniones atornilladas de la estructura de soporte de aluminio.

Después se fabricaron ángulos de fibra de vidrio de 3 in. Los cuales se instalaron dentro de la torre de enfriamiento y que serán los soportes que recibirán al relleno y al separador de gotas como se muestra en la **figura 96**.



Figura 96. Sistema de soporte de separador de gotas y relleno.

Este sistema no va sujeto por tornillería, sino por una pasta a base de resina poliéster que permite la unión entre materiales compuestos como es la fibra de vidrio. Para el sistema interior se realizó la fabricación de deflectores en forma de “V” los cuales permitirán guiar el agua en un sentido y desviar el aire en otro sentido como lo muestra la siguiente **Figura 97.a**.



Figura 97. Montaje de difusor aire-agua dentro de la torre de enfriamiento, b) empotrado de los soportes de fijación.

Una vez armada la rejilla interna con los deflectores aire-agua se montaron en el interior de la torre y se empotraron en la pared de la torre de enfriamiento y en la mampara del estanque

interno de agua de la torre como se muestra en la **Figura 97.b**, en este montaje será adherido a la estructura interna de la torre de enfriamiento para evitar el desplazamiento o mover a los deflectores al momento de accionar el ventilador.

Después se realizó la compra de la bomba de agua, y el ventilador para la torre, una vez terminado los trabajos de manufactura y ensamble la torre de enfriamiento e instalación de los sistemas de control para regular la velocidad del ventilador. El sistema terminado se muestra en la siguiente **figura 98**.



Figura 98. Torre de enfriamiento terminada y puesta para su arranque y pruebas.

Diseño de aspersores

Diseño conceptual

Para el diseño y construcción del aspersor de agua se utiliza la plataforma de diseño Solidworks® en la cual para el modelado se utilizaron herramientas de construcción dentro de la interface la cual incluye operaciones de revolución, corte por extracción y operaciones de matriz circular para poder seccionar y dar el perfil que se proponen para el diseño. Los primeros bosquejos del diseño de aspersor los podemos ver en la **Figura 99**, donde se muestra los primeros diseños conceptuales de la carcasa del aspersor. Se puede observar que es un modelo sólido con elementos escalonados y estriados que permitirán partir en gotas al agua que fluya a través de los elementos.

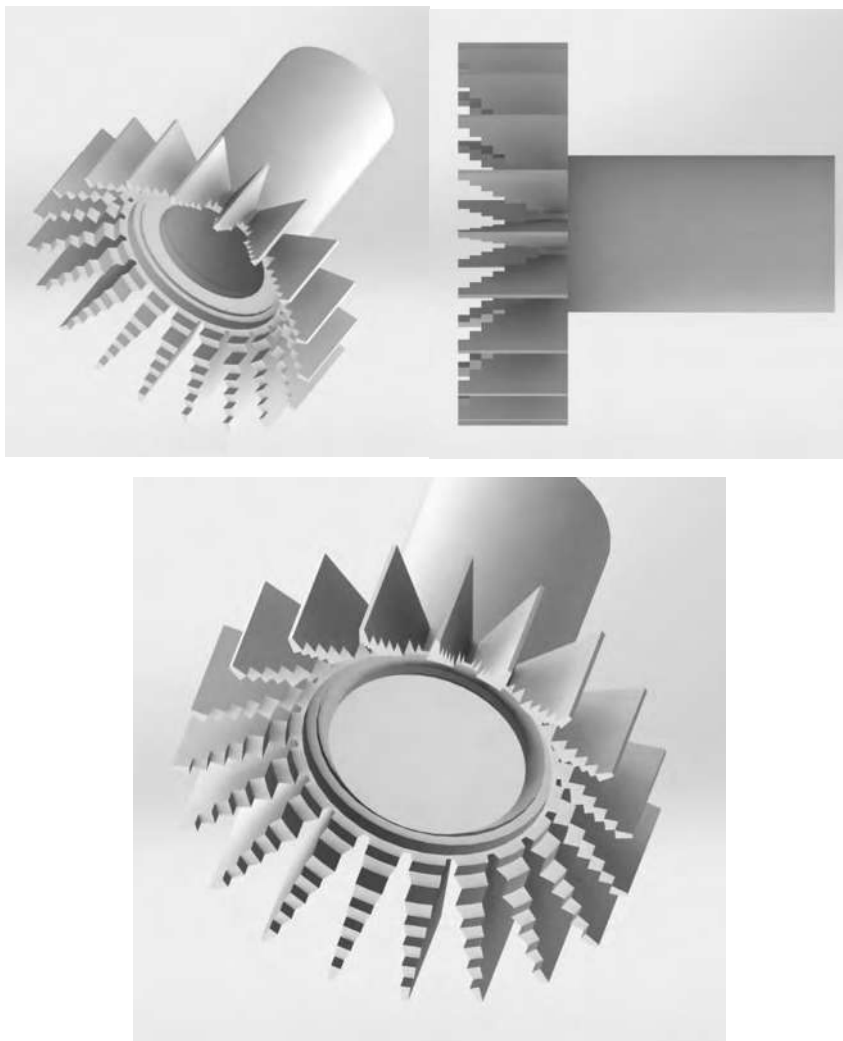


Figura 99. Vistas de las partes y diseño de la carcasa del aspersor.

En el diseño del aspersor se muestra las hélices de impulsión del sistema, esta hará que la parte externa de las paletas comience a girar solamente con el impulso hidráulico del agua que fluya a través del ducto. La frecuencia de giro del aspersor dependerá del caudal que alimente a la torre de enfriamiento. En la **figura 100** se muestra el sistema de impulsión del aspersor y como este va ensamblado dentro del sistema.

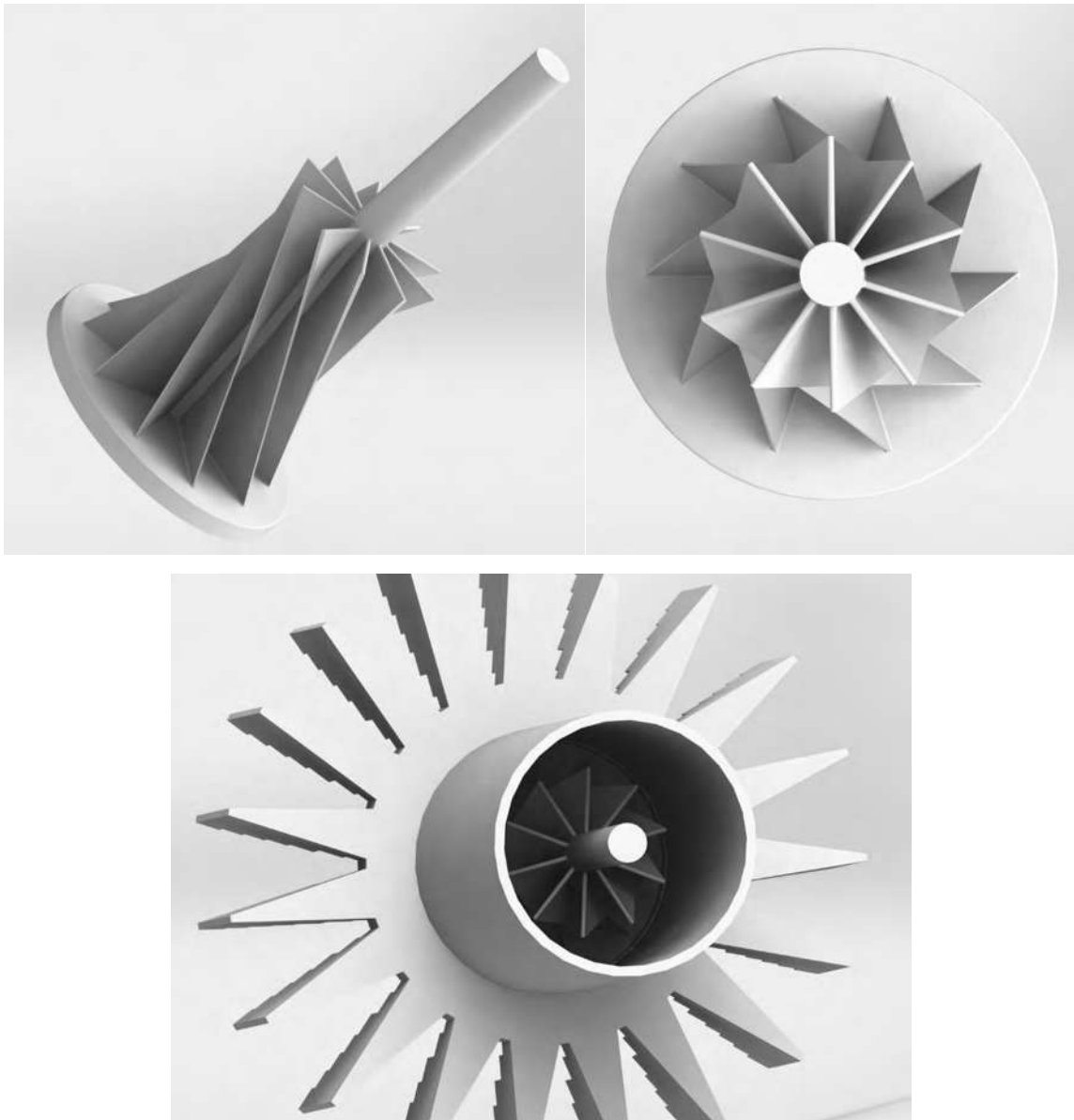


Figura 100. Vista de las partes internas y externas del aspersor.

En la **figura 101** se aprecia un acercamiento del ensamblaje de la carcasa con el aspersor.

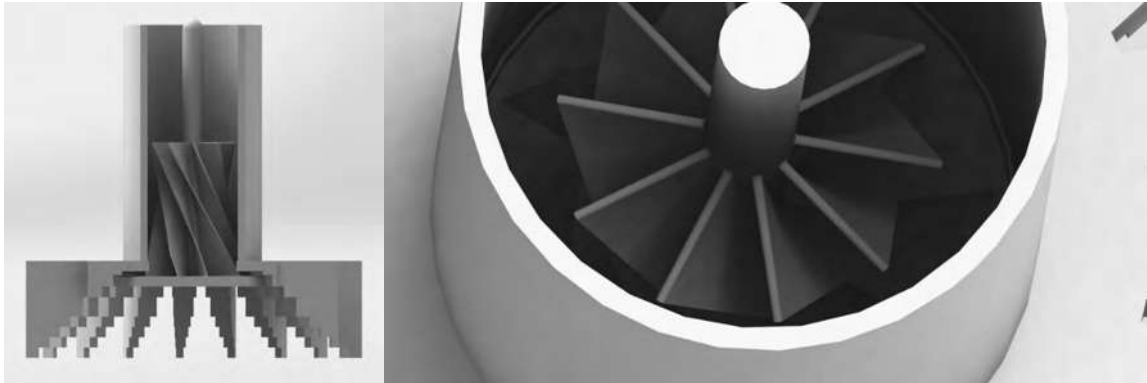


Figura 101. Vistas a detalle y corte del aspersor.

Después de varias revisiones se han realizado, algunas modificaciones significativas al aspersor, primeramente, para la carcasa se ha decidido disminuir el material de uso cambiando las secciones rectangulares por circulares y reducir el material a utilizar aparte de mejorar la estética del diseño. En la parte de entrada del fluido se ha decidido poner una pared la cual tiene dos propósitos el primero de ellos es direccionar el fluido hacia la rejilla hacer para que el fluido comience a rotar a su paso por la rejilla, dando inicio a la rotación de las paletas del impulsor. El segundo propósito es dar sujeción a la rejilla para sujetar al impulsor dentro de la carcasa. La carcasa se puede visualizar en la **figura 102**.

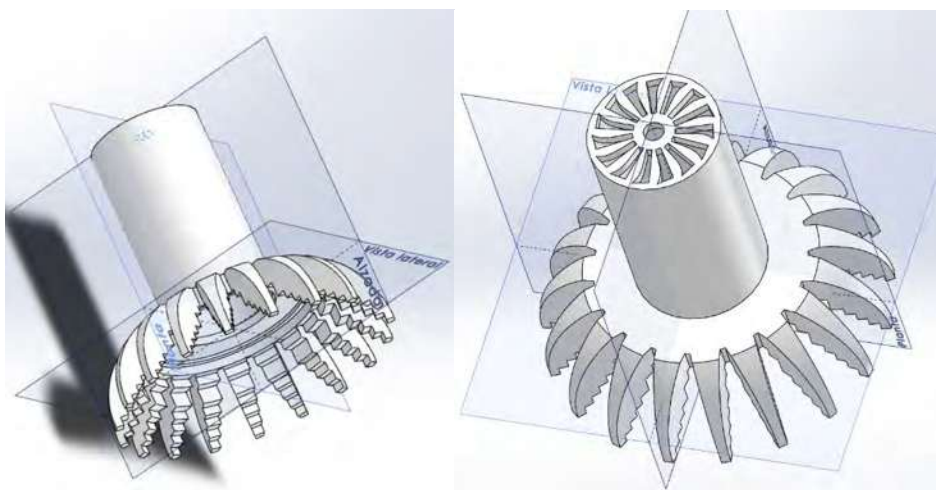


Figura 102. Rediseño de carcasa de impulsor.

En la **figura 103** se muestra un acercamiento del diseño de la rejilla la cual tiene inclinada sus paredes para re direccionar el fluido que la atraviese y hacer que este comience a girar en el tubo de la carcasa antes de llegar al impulsor.

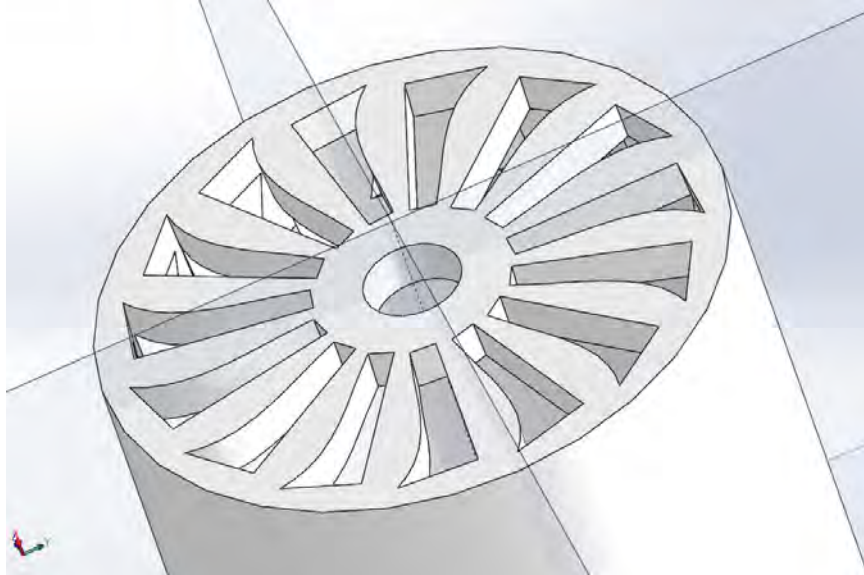


Figura 103. Vista a detalle de la rejilla del impulsor.

El impulsor ha sufrido también significativos cambios en el diseño, ahora la parte del impulsor no es recta como en las versiones anteriores sino tiene una curva que ayudará a dirigir el fluido hasta la salida del impulsor, los alabes del impulsor también han sido modificados en inclinación y número de elementos como se muestra en la **figura 104**.

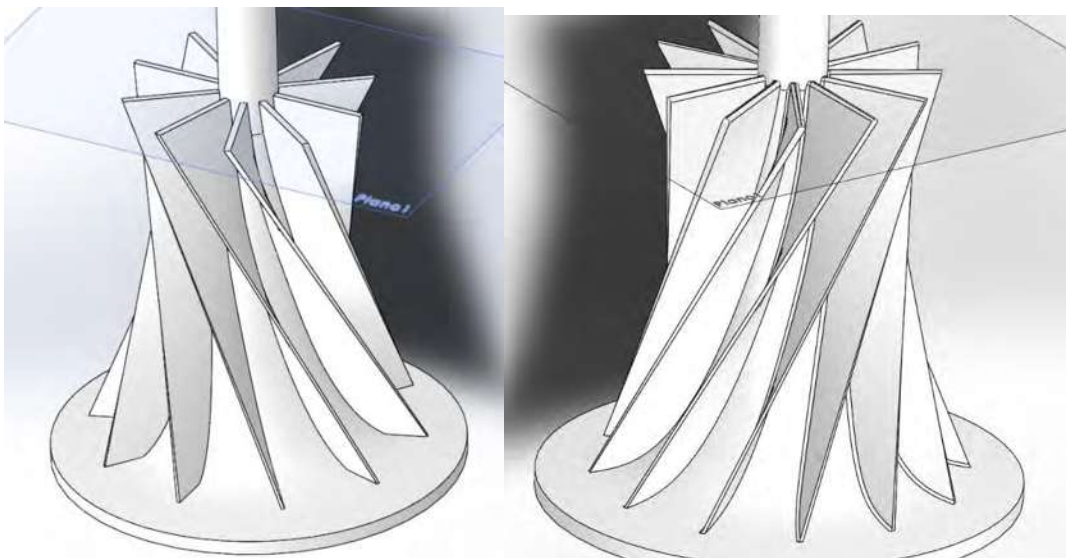


Figura 104. Nueva propuesta de impulsor.

En la **figura 105** se muestra el aspersor armado con carcaza e impulsor y un corte de este como quedaría ya realizado el ensamble.

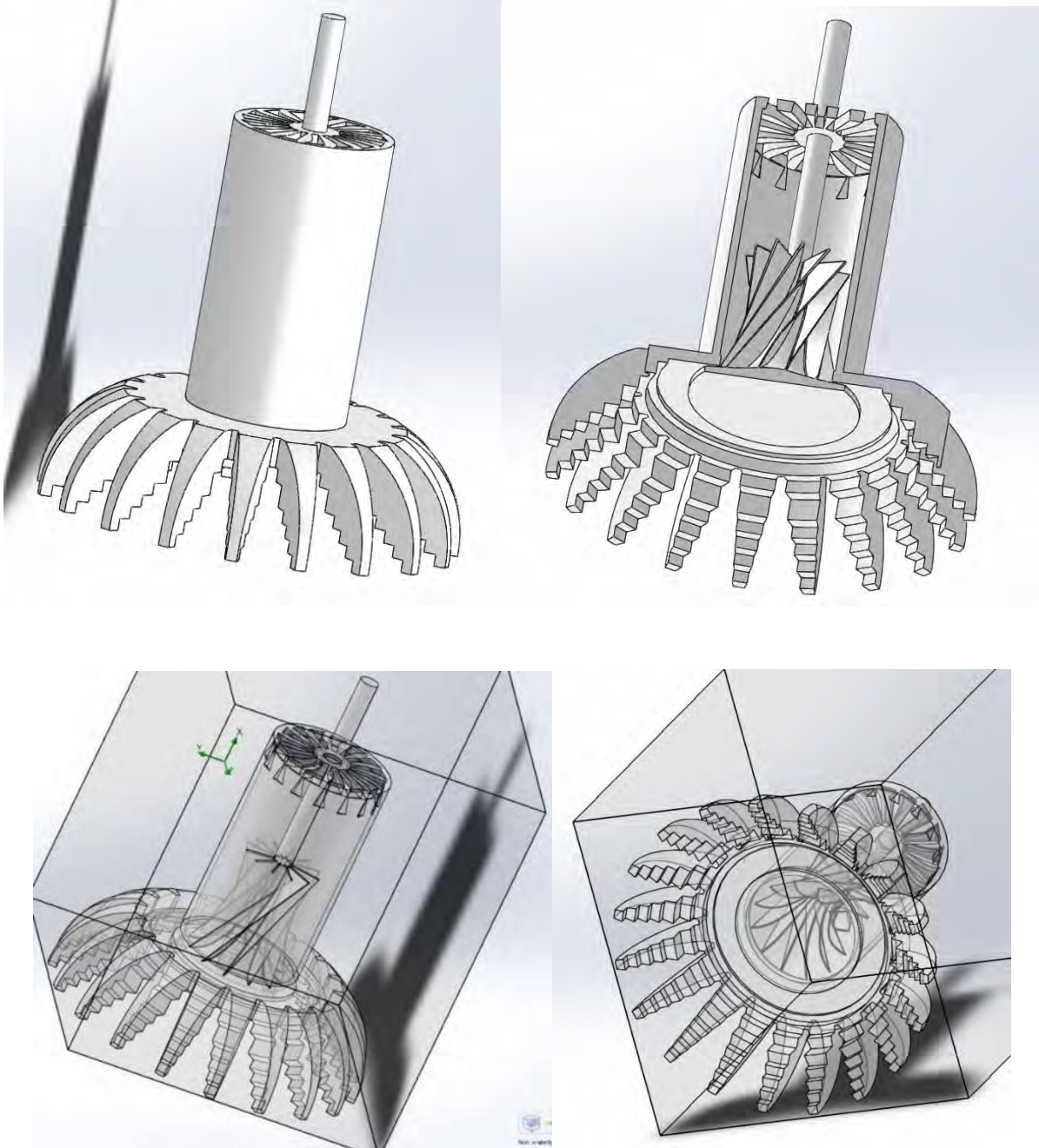


Figura 105. Vista a detalle del rediseño del aspersor.

Nuevas propuestas de aspersor.

Propuesta 1

Debido al análisis numérico realizado para determinar el tamaño mínimo de gota recomendado dentro de una torre de enfriamiento se llegó a la conclusión de que el diámetro de las gotas de agua que salieran del aspersor no deben tener un diámetro menor a 2 mm, con lo cual reducir de buena manera la pérdida de agua de la torre de enfriamiento por arrastre de las gotas de agua del interior al exterior, debido a la velocidad del aire en el interior de la torre de enfriamiento. Una de las primeras propuestas de rediseño se muestra en la **figura 106**, en la cual se propuso un impulsor tipo cónico el cual tiene guías de 3 mm milímetro que permitirán extrudir el flujo másico de agua antes de salir con la zona de Venturi la cual permite que el impulsor gire mediante unos álabes colocados en la parte superior.

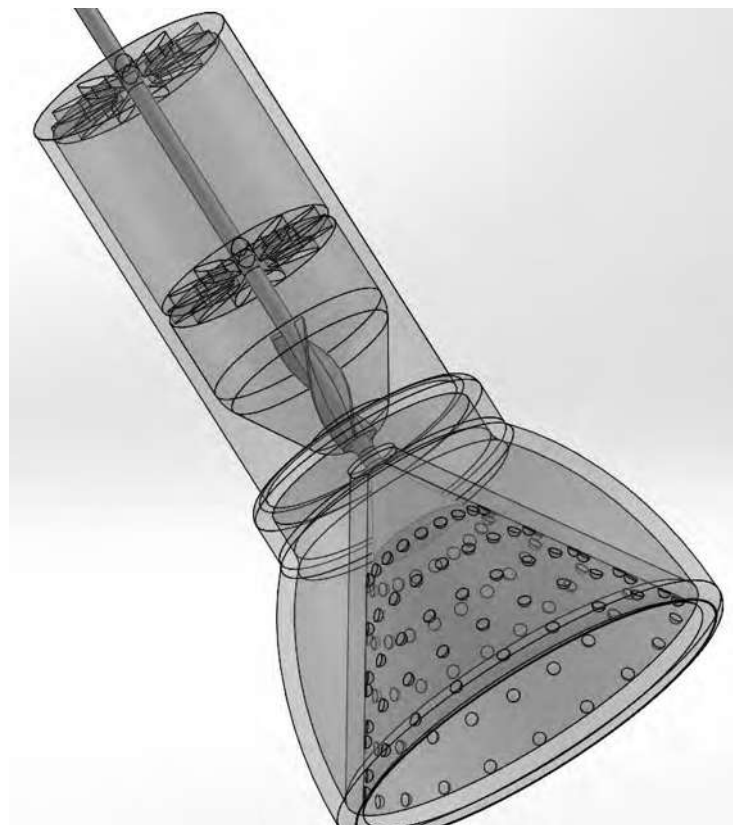


Figura 106. Primera propuesta de rediseño de aspersor.

En la **figura 107** se puede apreciar un corte realizado al aspersor de forma transversal como lo cual es posible apreciar a detalle la forma de la carcasa del impulsor, así como el impulsor, también se aprecian los elementos de sujeción del impulsor, además se muestran los álabes dispuestos en el impulsor que permitirán que este gire por auto impulsión al pasar el flujo por el interior del aspersor. La carcasa muestra una zona cónica la cual tiene un ángulo de 58° respecto a la horizontal del modelo lo que permitirá que el flujo tenga una zona circular de dispersión de partículas de 1 mm de radio.

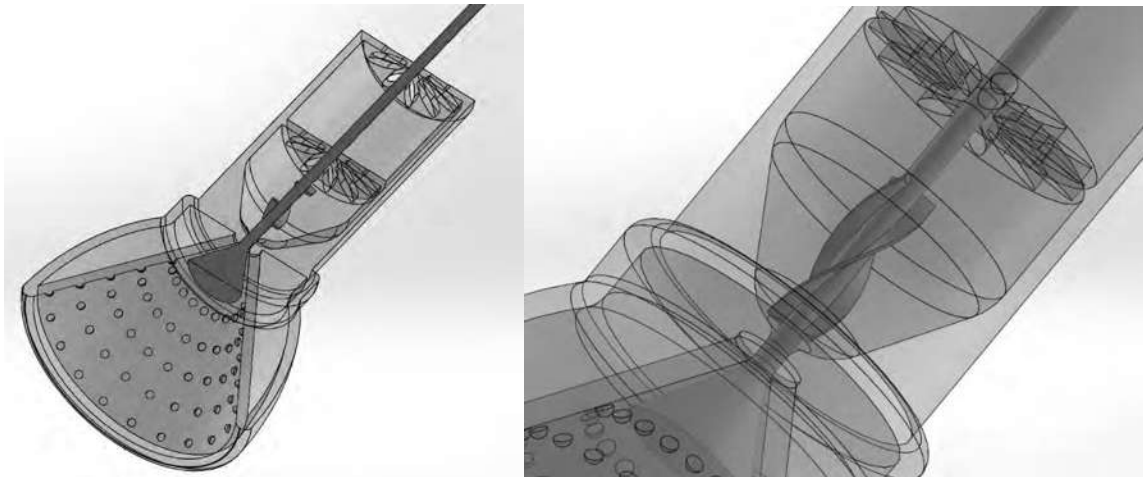


Figura 107. Vista de corte transversal y vista de la sección de impulsión del impulsor.

Propuesta 2

La segunda propuesta de aspersor se puede apreciar en la **figura 108**, en esta propuesta la carcasa del aspersor tiene guías escalonadas, estas permitirán distribuir el flujo de agua en diferentes direcciones al chocar el flujo de agua contra estas zonas, permitiendo la dispersión del flujo de manera más uniforme que en la propuesta anterior. Al igual que la propuesta anterior la carcasa cuenta con discos de soporte que permitirán sostener y centrar el impulsor cuando este girando al paso del flujo de agua.

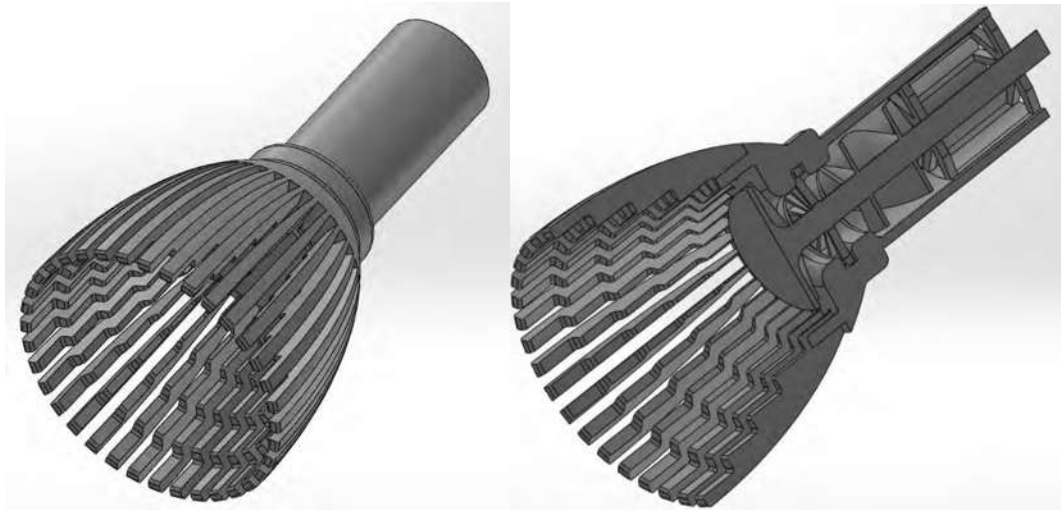


Figura 108. Segunda propuesta de rediseño de aspersor, se muestra la carcasa y un corte longitudinal del aspersor.

La **figura 109** muestra de forma transparente la carcasa para poder apreciar mejor el diseño del impulsor, el cual sigue contando con los alabes de impulsión y al igual que el modelo anterior cuenta con canales para partir el flujo y ayudar a la formación de las gotas, este flujo al salir de la zona del impulsor, golpeará las paredes escalonadas lo cual redirigirá las gotas dependiendo de la zona en la cual impacten.

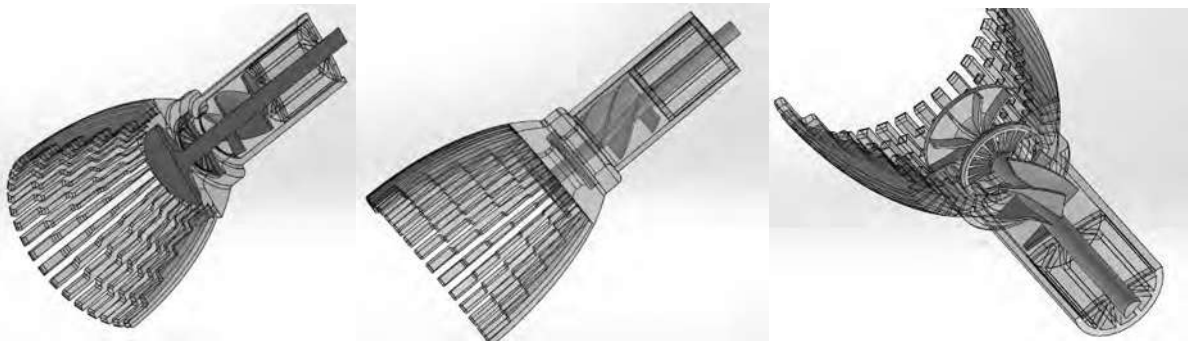


Figura 109. Vista de corte transversal de carcasa e impulsor y vista de la sección de impulsión del impulsor.

Propuesta 3

La tercera propuesta que podemos apreciar en la **Figura 110**, es una versión mejorada de las anteriores, pero con un diseño más pulido y compacto. Lo primero es que la zona donde se encuentran los alabes del impulsor es más compacta, la carcasa tiene ahora un rediseño en las paletas que permitirán una mejor dispersión del flujo dentro de la torre de enfriamiento, algo a destacar es ahora la doble salida de fluido con la cual el flujo saldrá en más de una dirección aumentando la incidencia en las paletas de la carcasa, estas salidas tienen el espesor necesario

para que el flujo que salga sea cortado para la formación de gotas antes de su contacto con las paletas, esto lo podemos apreciar en la **Figura 110** y la **figura 111** se aprecia un zoom y detalles del ensamble.

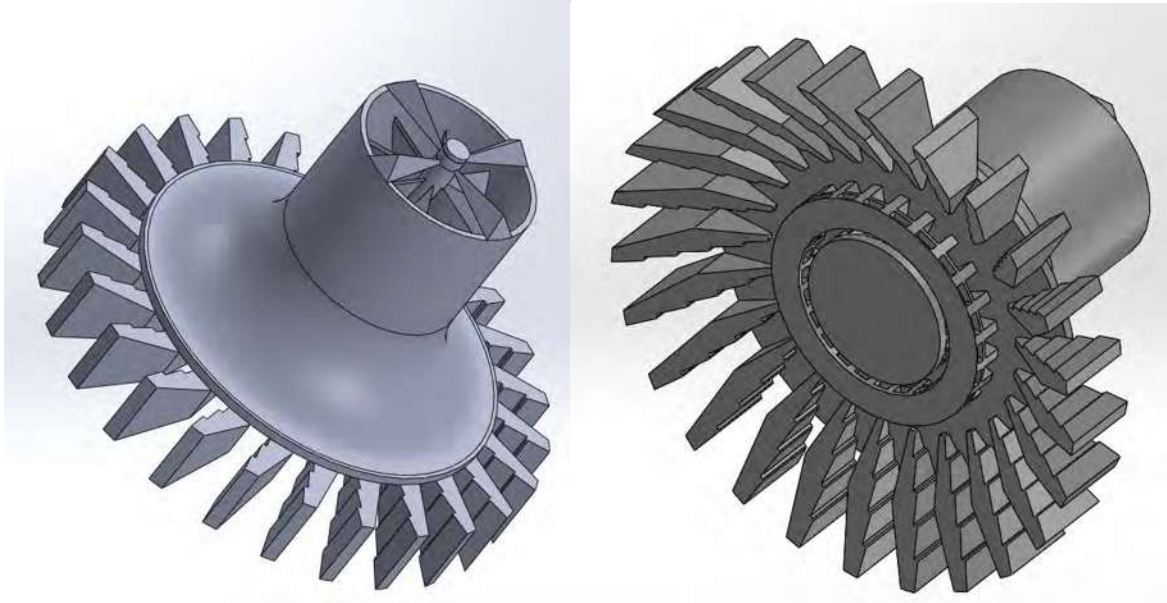


Figura 110. Muestra de la tercera propuesta de aspersor.

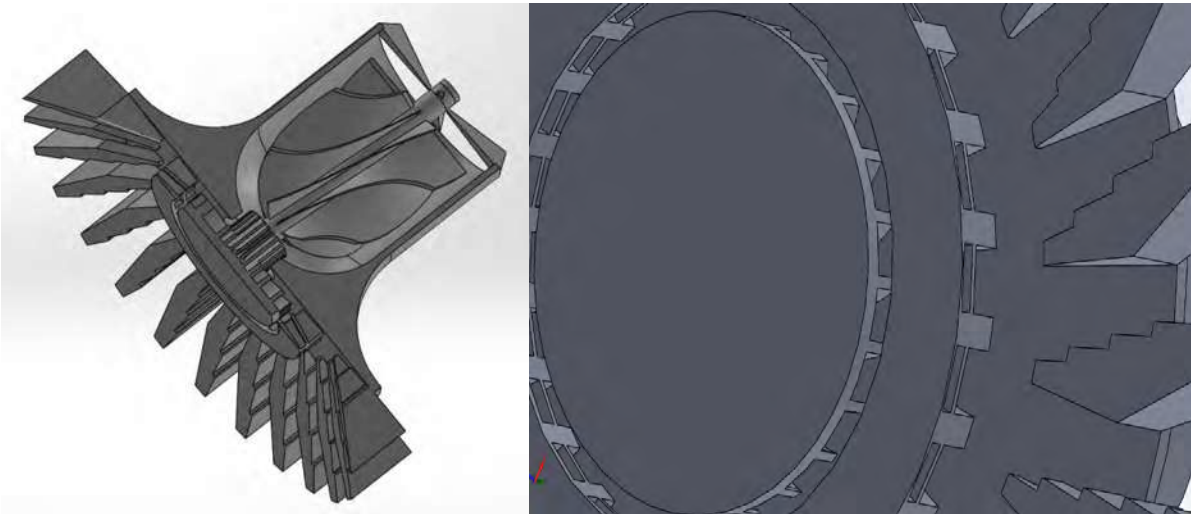


Figura 111. Corte transversal del aspersor y acercamiento en los canales de dispersión de fluido en la carcasa.

En la **Figura 112**, también se puede notar el nuevo diseño del aspersor, este ahora cuenta con la sección de canales más desarrollada, así como unas guías que permitirán dispersar el fluido para pasar después a las guías de aspersión de la carcasa y después a las paletas del aspersor. En este

diseño también es posible apreciar el rediseño de los álabes del impulsor que permitirá que el impulsor gire en el interior del aspersor.

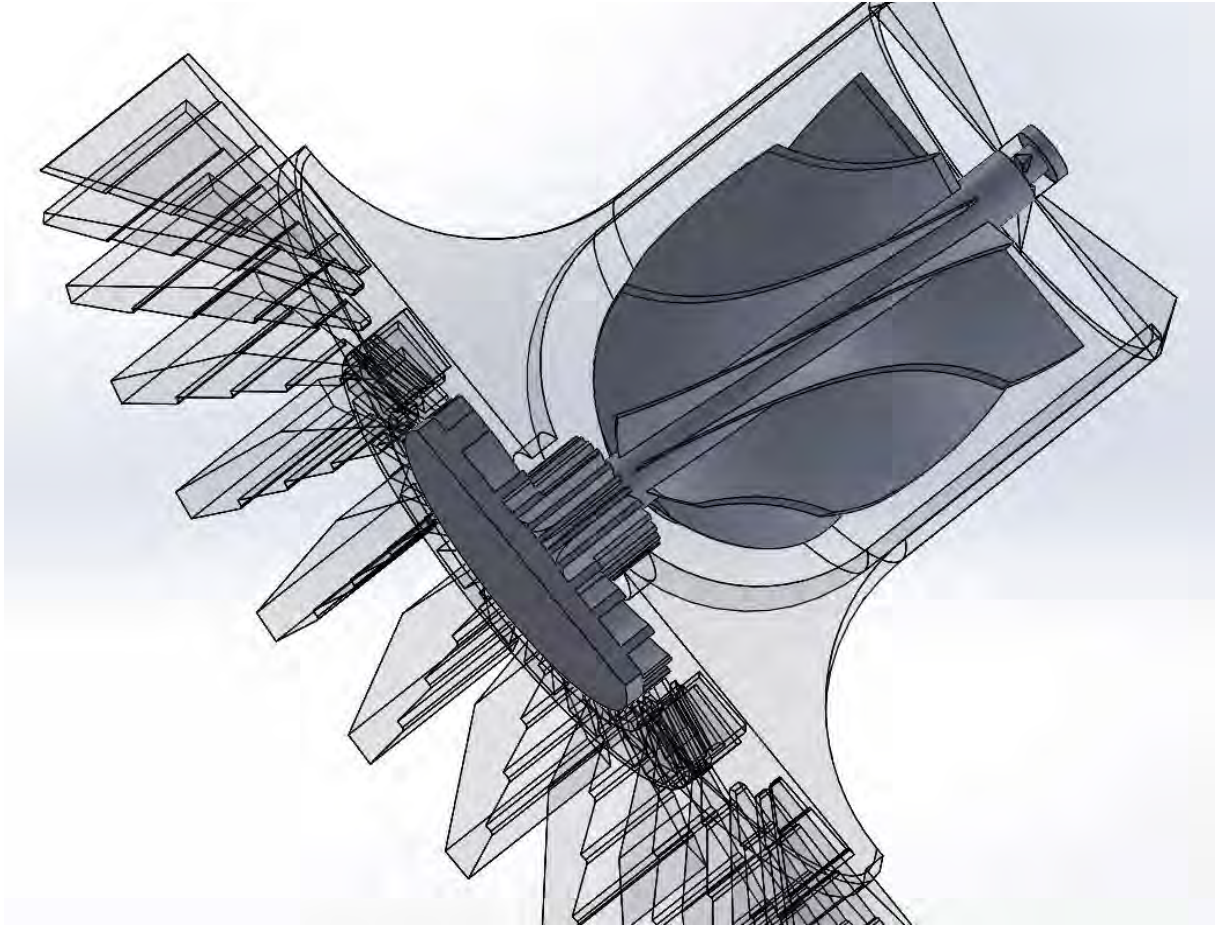


Figura 112. Corte transversal a detalle del impulsor en la carcasa.

Después de tener un diseño del aspersor más pulido, se realizó la impresión en 3D, de estos modelos para poderlos probar dentro de la torre de enfriamiento a escala que ya se posee y con lo cual poder realizar un análisis de los diseños y con esto realizar las modificaciones pertinentes para optimizar el diseño y su caracterización.

Impresión de aspersores.

La manufactura de los aspersores propuestos se realizó mediante impresión en 3D, la impresora tiene la capacidad de imprimir un volumen de 20 cm de ancho por 18 cm de altura, por lo cual los distintos aspersores son impresos sin ninguna dificultad. Sin embargo, se han encontrado problemas en la manufactura debido a que algunas paredes quedan muy delgadas y frágiles por lo cual se ha estado trabajando, para reducir este tipo de problemas, en la **Figura 113** se muestra una imagen de la primera impresora utilizada para la impresión de los prototipos. Los tiempos de impresión son variados y dependen de la complejidad del modelo y la calidad de impresión la cual puede llegar a ser de hasta 18 horas de impresión.

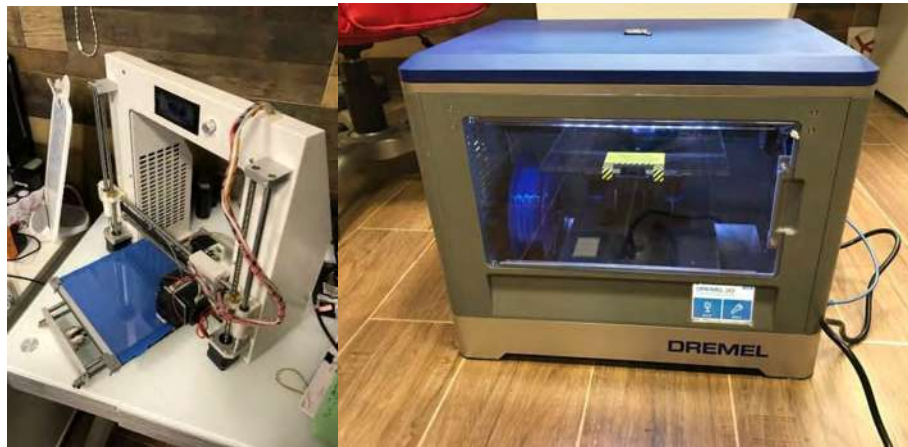


Figura 113. Vista de la Impresora 3D empleada para la construcción de las piezas.

En la **Figura 114**, se muestra parte de la interface gráfica, con la cual son tratados los objetos en 3D para el desarrollo de la rutina de impresión, en la cual podemos establecer ciertos parámetros de impresión.

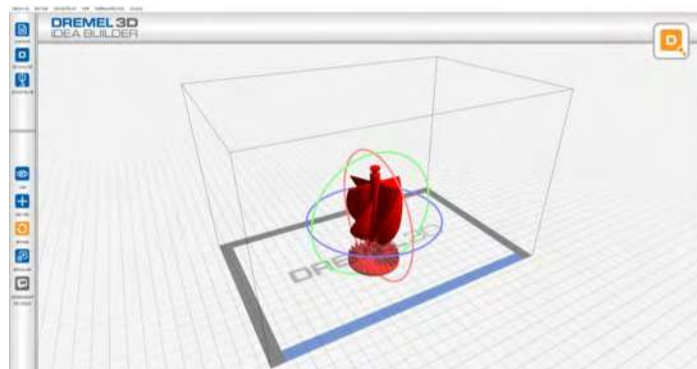


Figura 114. Tratamiento de Objetos 3D para rutina de impresión.

En la **Figura 115a y 115b**, se muestra dos de las propuestas de aspersores diseñadas, en la **Figura. 115a** se muestra la primer propuesta del diseño del aspersor y en la **Figura 115b** se muestra la segunda propuesta las cuales están siendo impresas, para después ser montadas en el modelo de torre de enfriamiento.

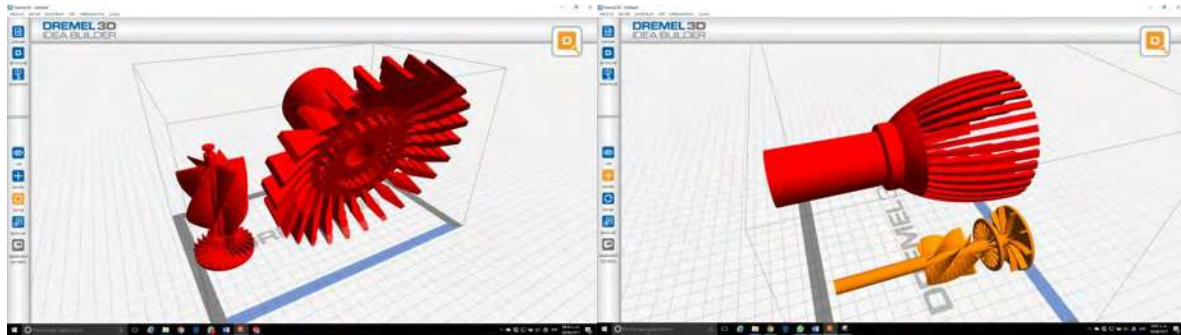


Figura 115. Propuesta del primer aspersor a) propuesta segundo aspersor b).

En la **Figura 116** se muestra algunas vistas del área de impresión en la cual se imprimió las diferentes propuestas de los aspersores..



Figura 116. Cabezal de impresión y plancha de impresión 3D.

En la **Figura 117**, se muestra la impresión del impulsor de la propuesta 4, además se muestra la impresión de la carcasa la cual se imprimió en dos partes para garantizar la correcta impresión de las aletas de la carcasa, estas piezas después fueron unidas mediante materiales epóxicos que garantizará la correcta adhesión entre las piezas además de soportar la temperatura de operación del fluido a refrigerar. Después la carcasa fue partida en dos secciones para insertar el impulsor en el interior de la carcasa y después se pegó para volver ser una pieza.

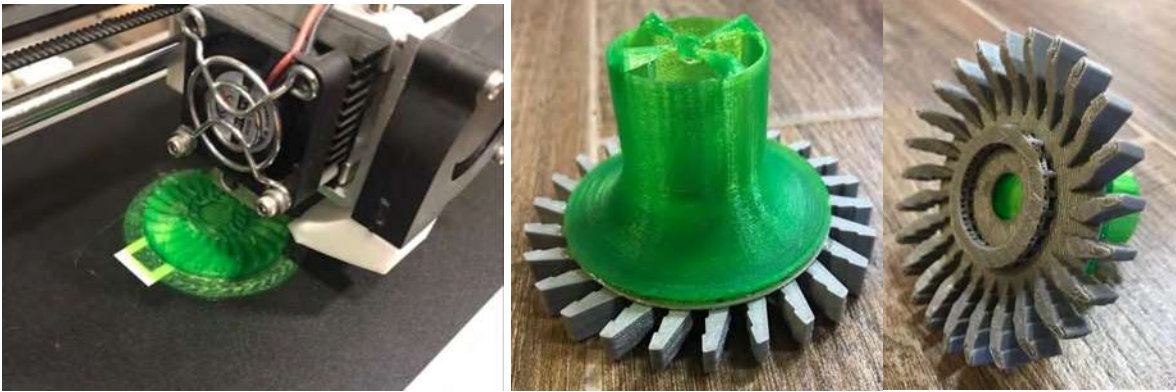


Figura 117. Impresión de impulsor y carcasa de la propuesta 3.

Capítulo V.

Resultados del rendimiento termo-hidráulico de la torre de enfriamiento.

Comparativa de propuesta de aspersores.

Para determinar el rendimiento termo-hidráulico de la torre de enfriamiento prototipo de tiro forzado a contraflujo, primero se caracterizará la torre de enfriamiento durante su funcionamiento, las variables a cuantificar serán la temperatura del aire a la entrada y salida, así como las temperaturas del agua y flujo máxicos de cada fase, para lo cual se utilizó las normas CTI [39,40] como guía para poder realizar el estudio de la torre de enfriamiento y determinar el rendimiento termo-hidráulico y de esta manera estandarizar el comportamiento de los parámetros de operación para poder analizar de mejor forma el rendimiento de la torre de enfriamiento debida a los aspersores propuestos.

Instrumentación y Medición bajo normativa CTI.

Todos los instrumentos de medición que serán utilizados para la caracterización de la torre de enfriamiento deben estar calibrados y aprobados por las normas CTI. La calibración debe estar bajo la normativa del Instituto Nacional de Medición Tecnológica NIST por sus siglas en ingles. Esta calibración permitirá tener una buena exactitud en la captura y adquisición de datos de la torre.

Los parámetros de medición a monitorear son los siguientes:

1. Medición del flujo de agua.
2. Medición de temperatura del agua.
3. Temperatura de entra del aire.
4. Velocidad del viento.
5. Potencia de los ventiladores.

Medición de temperatura del agua.

Esta puede ser realizada con cualquier instrumento de medición incluyendo termómetros de mercurio, estos métodos están prescritos en la norma ASME PTC-19.3. La medición puede ser realizada con los siguientes requerimientos:

- a. La graduación del instrumento de no más de 0.1 °C (0.2 °F).
- b. Exactitud de sensibilidad de temperatura ± 0.05 °C (0.1 °F).

- c. La medición debe ser cuidadosamente localizada en las zonas con mejor mezclado.

La medición de temperatura del flujo caliente de agua puede ser medido en el origen del canal o tubería de distribución, si la torre tiene un sistema de multiceldas esta debe tomarse en el tubo principal, si se tienen diferentes flujos se recomienda tomar la medición en la zona con mejor mezclado y con el suficiente flujo de agua para tener un mejor promedio de temperatura. La recirculación del agua refrigerada se recomienda hacerla en depósito de agua refrigerada fuera de las líneas de corriente y así evitar fluctuaciones en la medición de la temperatura. La medición de la temperatura del agua de repuesto debe hacerse en el punto donde el agua entra a la torre de enfriamiento. La medición de temperatura del agua que pasa a través del lecho fluidizado debe tomarse en el punto donde sale del sistema.

Medición de temperatura del aire.

Para la medición de temperatura de bulbo húmedo a la entrada del aire es necesaria en todos los tipos de torre de enfriamiento. La temperatura de bulbo seco es requerida para las torres de tiro natural, ventiladas, y torres húmedas y secas. La temperatura de bulbo seco es necesaria para determinar la densidad del aire de entrada, es recomendado que la adquisición de datos sea realizada con un psicrómetro para así poder estimar la evaporación del sistema.

Temperatura de bulbo húmedo a la entrada debe ser medida con psicómetros de aspiración, en cada necesidad siguiente.

- a) El indicador no tendrá más de una escala graduada de 0.1°C (0.2°F)
- b) La sensibilidad de medición de temperatura tiene que ser de $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ (0.1°F).
- c) El elemento sensor deberá estar protegido de los rayos del sol, o de alguna otra superficie de radiación, la diferencia de temperatura entre la protección y el medio no debe ser mayor a 1°C .
- d) El elemento sensor del instrumento debe ser cubierto continuamente con agua destilada.
- e) La temperatura del agua destilada debe ser aproximadamente a la temperatura de bulbo húmedo.
- f) Ningún elemento debe estar a menos de 2 cm del elemento sensor.
- g) La velocidad del aire sobre el elemento sensor se debe mantener entre los 4.5 y 5.5 m/s

Para la medición de la temperatura de bulbo húmedo debe tomarse a 1.5 m de la entrada del aire. Se recomienda toma un buen número de mediciones para obtener un mejor promedio de la temperatura. Para captura manual el promedio se hará con 3 mediciones sucesivas cada 10 segundos de intervalo para la temperatura de bulbo húmedo. Si cada toma o monitoreo de estos datos se realizará cada 5 minutos durante el periodo de prueba. Para adquisición automática de datos las lecturas se tomarán de la misma forma que en la manual, con un mínimo de 36 lecturas por hora. El número mínimo de registros será de 12 por hora.

Temperatura de bulbo húmedo a la entrada.

La medición de temperatura de bulbo seco deberá realizarse en la aspiración mecánica, con los siguientes requisitos:

- a) El indicador no tendrá más de una escala graduada de 0.1°C (0.2°F).
- b) La sensibilidad de medición de temperatura tiene que ser de $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ (0.1°F).
- c) El elemento sensor deberá estar protegido de los rayos del sol, o de alguna otra superficie de radiación, la diferencia de temperatura entre la protección y el medio no debe ser mayor a 1°C .
- d) La temperatura de bulbo seco es medida en una torre de tiro mecánico y la exactitud será entre 1 y 3°C , para que el promedio sea usualmente aceptable.
- e) La velocidad del aire sobre el elemento sensor debe ser menor a 2 m/s.

Para la medición de la temperatura de bulbo seco debe tomarse a 1.5 m de la entrada del aire. Se recomienda toma un buen número de mediciones para obtener un mejor promedio de la temperatura. Para captura manual el promedio se hará con 3 mediciones sucesivas cada 10 segundos de intervalo para la temperatura de bulbo húmedo. Si cada toma o monitoreo de estos datos se realizará cada 5 minutos durante el periodo de prueba. Para adquisición automática de datos las lecturas se tomarán de la misma forma que en la manual, con un mínimo de 36 lecturas por hora. El número mínimo de registros será de 12 por hora.

Medición de la velocidad del viento.

La velocidad del viento deberá ser medida por un anemómetro meteorológico y con una sonda tipo vena, preferentemente con lector y captador remoto. Anemómetros con copas rotativas separadas para la dirección del viento. Las mediciones del viento se deben realizar en zonas

sin obstáculos, lejos de la torre para que las mediciones no se vean afectadas por la velocidad de entrada del aire a la torre. Es recomendable tomar la dirección del viento. Algunas recomendaciones son las siguientes:

1. Para torres de tiro mecánico y más de 6 m de alto la velocidad debe ser medida a 1.5 metros arriba del nivel y en un punto entre 15 a 30 metros de la torre. Si la torre mide más de 6 m de altura la distancia recomendada es al menos 30 metros de distancia.
 2. Para torres de tiro natural la lectura deberá ser tomada entre 45 y 450 m y esta puede ser tomada en lo más alto de la torre.
- Bomba de calor de la torre.

En la bomba de calor de la torre se puede asumir como:

- a) La presión total arriba de la presión atmosférica en columna de agua en la entrada de la bomba de agua.
 - b) La distancia vertical medida desde la línea del centro de la bomba por encima de la cisterna.
- Potencia del ventilador.

Para torres de tiro mecánico y asistidas con ventiladores, la potencia puede ser considerada como la potencia de entrada del motor. En el caso de motores eléctricos, la potencia de entrada se puede determinar directamente con la medición de voltaje, corriente y el factor de potencia según la norma ASME PTC-19.6.

Caracterización de la torre de enfriamiento.

Determinación de su desempeño o caracterización.

Para la caracterización de la torre de enfriamiento se realizará en base a la normalización vigente de torres de enfriamiento. Midiendo las variables establecidas con anterioridad. Para su caracterización la realizaremos bajo un esquema de diferentes condiciones de flujo de entrada, como flujo másico, así como de temperatura, el control del flujo másico se realizará bajo la bomba de alimentación de agua al dispositivo el cual podrá variar la velocidad de la bomba y con ello el flujo másico, el flujo de operación será de un rango de 18.3 t/h a 5.1 L/s. La cantidad de aire que alimentará será estimada en función de los ventiladores de tiro forzado de la torre de

enfriamiento escalados de acuerdo a las necesidades de la torre de enfriamiento, estos son de tipo axial con una potencia de 8 kW.

La temperatura de alimentación de la torre con lo cual se realizó la experimentación en campo fue proporcionada por calentadores solares, el accionamiento de la torre dio inicio cuando se alcanzaron los valores de temperatura deseados en los calentadores permitió hacer una mejor comparativa entre las propuestas de los aspersores.

La **figura 118** muestra una vista general de la ubicación de la torre de enfriamiento en la cual se observa la salida de agua, la cual es almacenada en un tanque para posteriormente ser bombeada y recirculada.



Figura 118. Montaje de la torre de enfriamiento para caracterización de la torre de enfriamiento.

En la **Figura 119 y 120** se muestra la disposición de los sensores de temperatura dispuestos en el interior de la torre de enfriamiento con los sensores permitirá la caracterización de la evolución térmica de la torre para decidir qué propuesta es la que cumple con las metas planteadas.

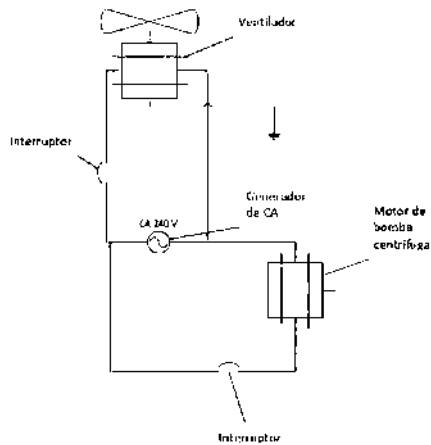


Figura 119. Conexión eléctrica, motor ventilador y motor de bomba centrífuga.

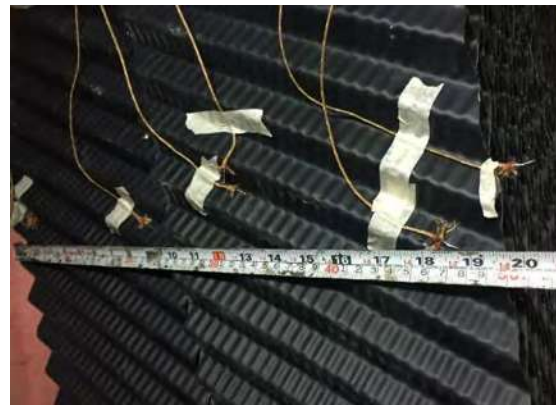
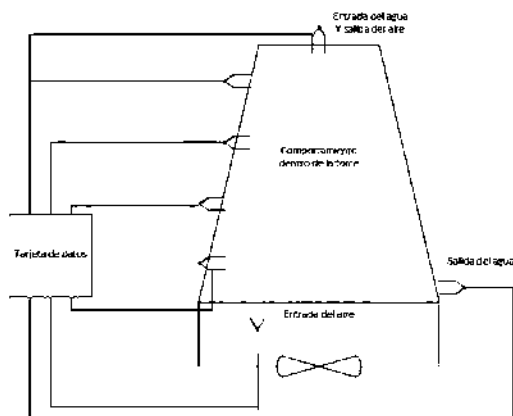


Figura 120. Vista general de la distribución de los termopares dentro de la torre de enfriamiento.

Graficas del comportamiento estándar de la torre de enfriamiento.

Tras realizar una serie de mediciones en campo y monitorear la torre de enfriamiento durante varios días de operación, se obtuvieron una serie de gráficas que describen el comportamiento de la torre, las cuales se utilizarán de prueba estándar para después comparar con el comportamiento de la torre de enfriamiento con los distintos aspersores. Las figuras muestran los valores de manera individual del comportamiento térmico en diferentes puntos de la torre tanto del aire como del agua, se realizaron ajustando el caudal de agua que entra a la torre de enfriamiento, además de controlar la velocidad del ventilador para hacer variar el flujo de aire, la temperatura ambiente varía dependiendo de la hora del día y del promedio de temperatura fue de 25.4 °C con una humedad promedio de 18 %, así los resultados fueron los siguientes.

Para la captura de datos se utilizó una tarjeta Modelo KEITHLEY 2700, ver **figura 121**.



Figura 121. Tarjeta para la captura de datos Modelo KEITHELEY 2700.

Las siguientes graficas muestran el comportamiento real de la torre de enfriamiento, donde se realizaron distintas mediciones, los datos obtenidos fueron analizados y posteriormente graficados para un fácil análisis y comprensión, los resultados obtenidos son los siguientes.

Condiciones del estudio:

$$T_{\text{aire}} = 25.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

T_{agua} = Temperatura promedio del agua de entrada a la torre

$$\text{WBT} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Rh}_{\text{in}} = 18.32 \%$$

$$\text{Rh}_{\text{out}} = 47.16 \%$$

$$\text{Flujo de agua} = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Velocidad de aire} = 1.5 \text{ m/s}$$

Donde:

T_{aire} es la temperatura ambiente.

WBT temperatura del bulbo húmedo

Rh_{in} humedad relativa a la entrada de la torre

Rh_{out} humedad relativa a la salida de la torre

La **Figura 122** muestra el comportamiento del agua a la entrada y salida de la torre donde se logró alcanzar valores de un delta de temperatura entre 10 y 11 °C aproximadamente entre el

agua que entra y el agua que sale de la torre, los valores son muy cercanos a los esperados ya que previamente se estimó que agua bajara 10 °C debido al tipo de torre y las condiciones de la zona del diseño de la misma. La **Figura 123** muestra el comportamiento de la temperatura del aire antes y después de ser impulsado por el ventilador.

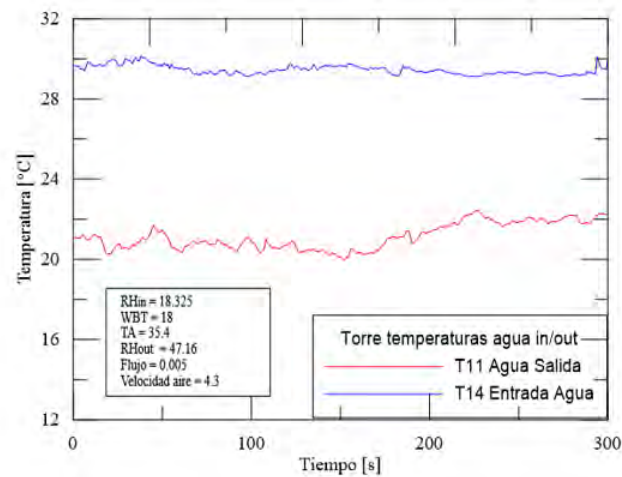


Figura 122. Temperatura del agua a la entrada y salida de la torre de enfriamiento.

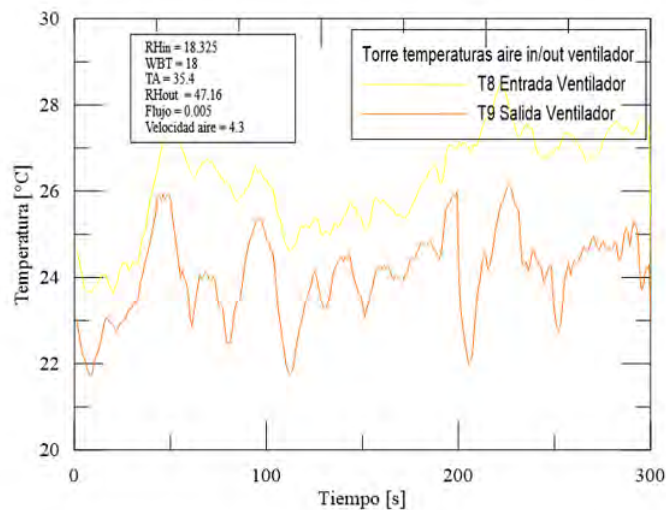


Figura 123. Temperatura del aire a la entrada y salida del ventilador.

En la **Figura 124** se muestra el comportamiento de la torre de enfriamiento con los flujos de trabajo como es el aire y el agua. En relación con el aire de trabajo notamos que entra a menor temperatura que el agua y cuando este fluido atraviesa la torre de enfriamiento va ganando calor y saliendo a una temperatura por encima de los 30°C, en cuanto al comportamiento del agua

notamos que entra a una temperatura de 30°C y conforme atraviesa la torre de enfriamiento comienza a transferir calor al aire y por ende comienza a disminuir su temperatura para salir de la torre de enfriamiento por debajo de los 25°C.

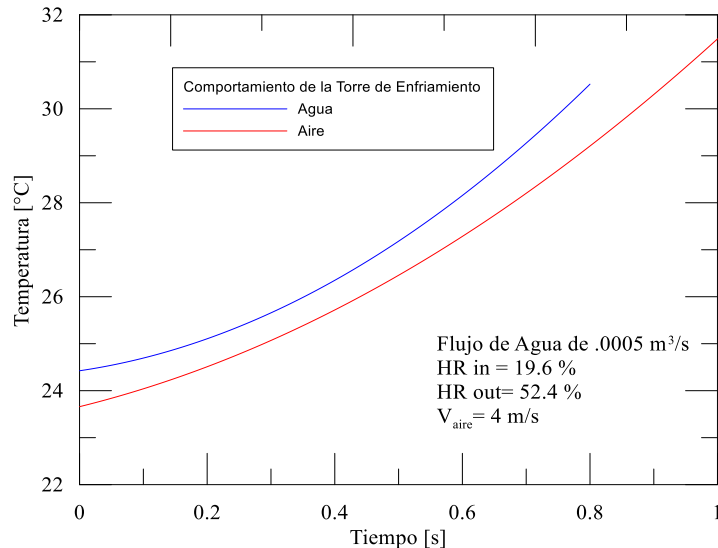


Figura 124. Muestra la relación de temperatura del agua y el aire dentro de una torre de enfriamiento a contraflujo.

Pruebas de la torre de enfriamiento con las propuestas de Diseño de los aspersores.

Para las pruebas del desempeño de las propuestas de aspersor se tomó la decisión de controlar más el proceso, por lo cual la fuente de calor para el agua de alimentación paso a ser un sistema de calentador de paso eléctrico de marca Bosh con el cual teníamos un temperatura inicial de alimentación más controlada y con esto analizar el rendimiento de cada propuesta. Para esto se decidió solo analizar la temperatura de entra y salida del fluido de operación sustituyendo los aspersores en pruebas cortas de 5 min. Las condiciones de las pruebas son las siguiente:

V_{aire} : 1.5 m/s
 R_h : 16.5 %
 WBT : 18.5 °C
 T_{agua} : 31.5 °C en promedio
 T_{aire} : 24°C
 Flujo : 0.0005 m³/s.

El sistema propuesto se muestra en la **Figura 125**, el sistema propuesta cambia el modo de alimentación de energía así como el sistema de distribución del fluido caliente como de muestra en la figura, el sistema de monitoreo no fue modificado, así como los componentes de la torre de enfriamiento.

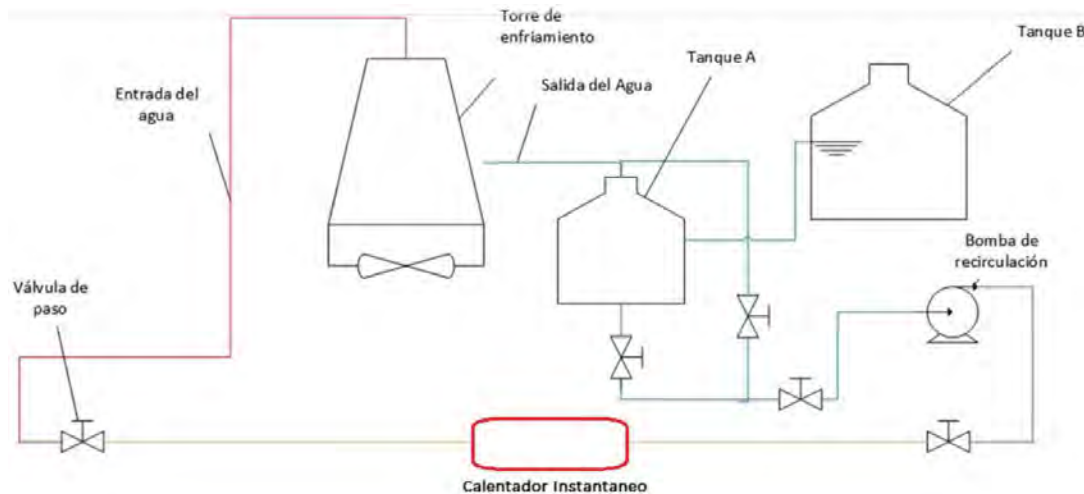


Figura 125. Montaje de la torre de enfriamiento para pruebas de rendimiento de propuestas del aspersor.

En la **Figura 128** se puede observar el comportamiento de las tres propuestas de aspersor en orden en la cual podemos observar que en la primera propuesta la temperatura promedio de reducción de temperatura es de 5°C en promedio, esto se debe a que esta propuesta dispersa el flujo en una zona muy concentrada por lo cual existe mucho flujo de agua en un área pequeña comparada con las demás propuestas, en la segunda propuesta la reducción de la temperatura es de 5.8°C en promedio, mientras que la última propuesta tiene una mejora respecto a las

propuestas anteriores debido a que a que el promedio de temperatura entre la entra y la salida es de 6.2 °C en promedio.

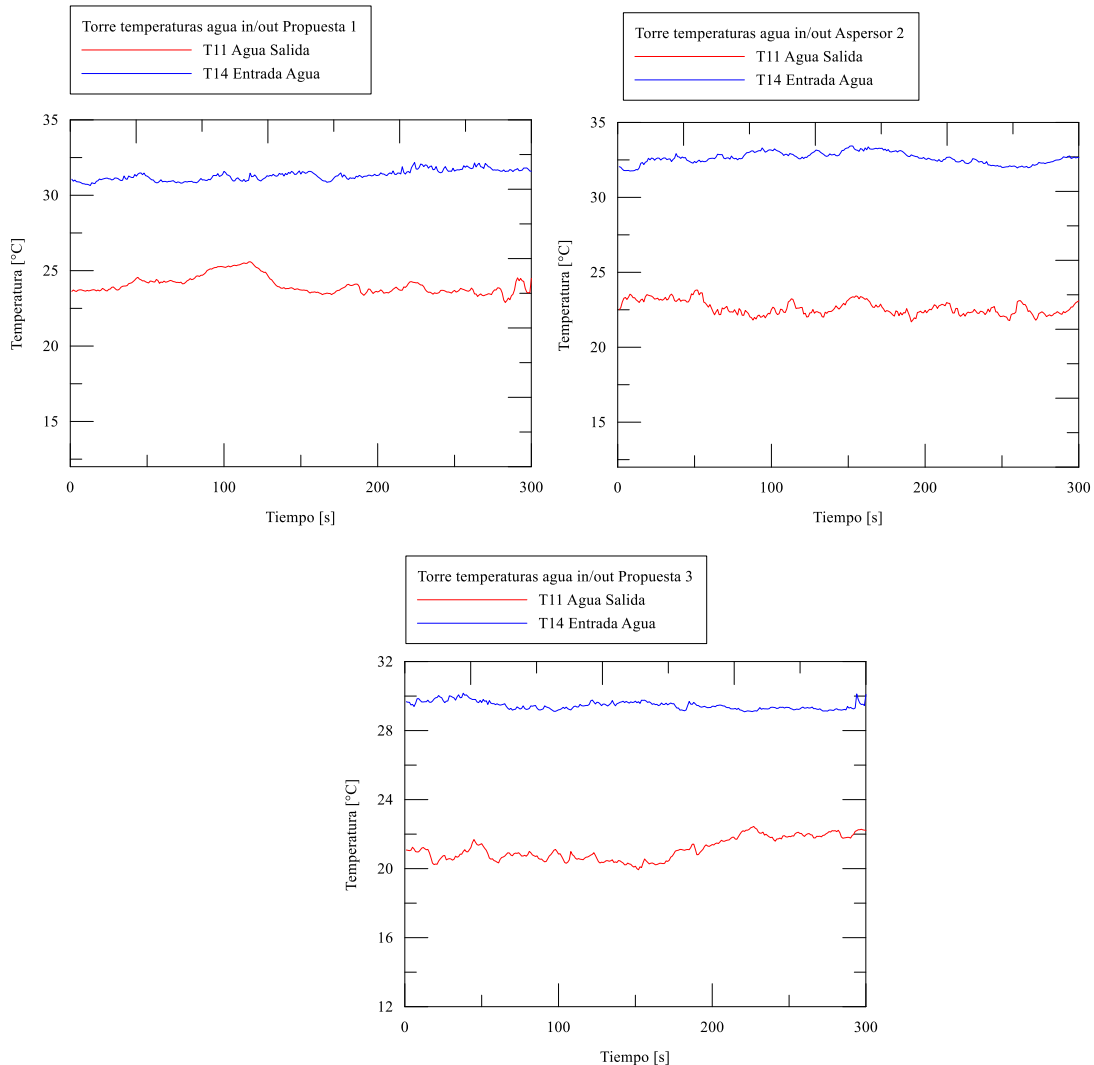


Figura 126. Temperatura del agua a la entrada y salida de la torre de enfriamiento mostrando el comportamiento de las propuestas de diseño de aspersor.

Por lo cual podemos concluir que la mejor propuesta de diseño es la propuesta numero 3, aun que aun es un diseño conceptual esta ha sido evaluado con lo cual se podrán hacer mejoras en el diseño de la propuesta y con esto obtener un accesorio final para uso de la torre enfriamiento de tiro forzado a contra flujo.

Metodología para la mejora de sistema de aspersión.

Gran parte de las actividades de investigación de este proyecto, tuvieron su origen en el contexto de la investigación en torres de enfriamiento, las cuales tienen un amplio panorama en el campo de la industria de generación de electricidad por medios convencionales y no convencionales. Debido a esto, se tiene que seguir un camino para identificar primeramente el problema de investigación y aislarlo de otras problemáticas asociadas al estudio de gotas de agua. Posteriormente, se desarrollan propuestas conceptuales que ayuden a mitigar pérdidas por evaporación de agua, por medio de modelos matemáticos computacionales. Como resultado del análisis numérico y matemático, se proponen diseños de aspersores de una geometría característica, que se pueda adaptar a un modelo de torre convencional y proporcione un tamaño de gota adecuado. Llegados a este punto, es posible manufacturar el dispositivo mediante técnicas de impresión en 3D; dicho lo anterior, se procede a realizar la validación del modelo conceptual mediante un experimento, y así determinar si el dispositivo cumple con las necesidades requeridas. La metodología sugerida se resume en la **Figura 127**.

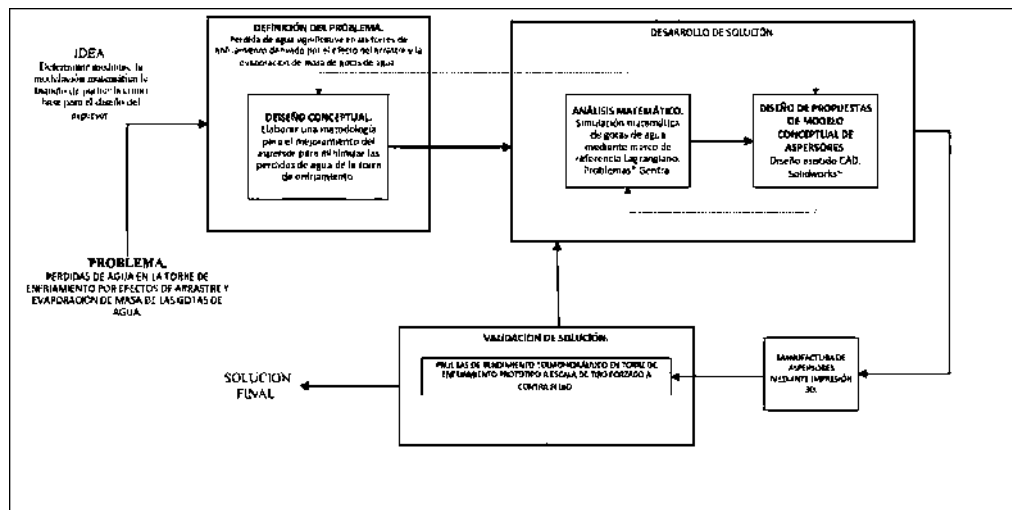


Figura 127. Diagrama de flujo para el desarrollo de la metodología de mejora del sistema de aspersión de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.

Una vez realizadas las pruebas experimentales de las propuestas de los aspersores, es posible plasmar una metodología, y así poder seleccionar el tamaño adecuado de gotas de agua. De acuerdo a las condiciones iniciales y de operación de la torre enfriamiento, primeramente es necesario determinar la velocidad del aire de entrada en la torre de enfriamiento para seleccionar

el diámetro de gota mínimo, al cual los efectos de arrastre y disminuyan las pérdidas de masa de agua por evaporación. Después se debe determinar el pinch point requerido por el sistema de enfriamiento con el fin de cumplir las necesidades estimadas, y posteriormente realizar un modelado 3D de la propuesta de aspersor para su próxima manufactura mediante impresión 3D, y finalmente, se puede realizar un análisis de su funcionamiento mecánico y termofísico dentro de la torre de enfriamiento de tiro forzado a contra flujo. Si el modelo conceptual cumple con las necesidades de enfriamiento se puede proceder a realizar la producción a micro escala para su distribución y venta, en caso contrario, si el modelo no cumple con las necesidades establecidas se realizará un rediseño en el modelo conceptual de aspersores. La metodología sugerida para el diseño del aspersor se resume en la **Figura 128**.

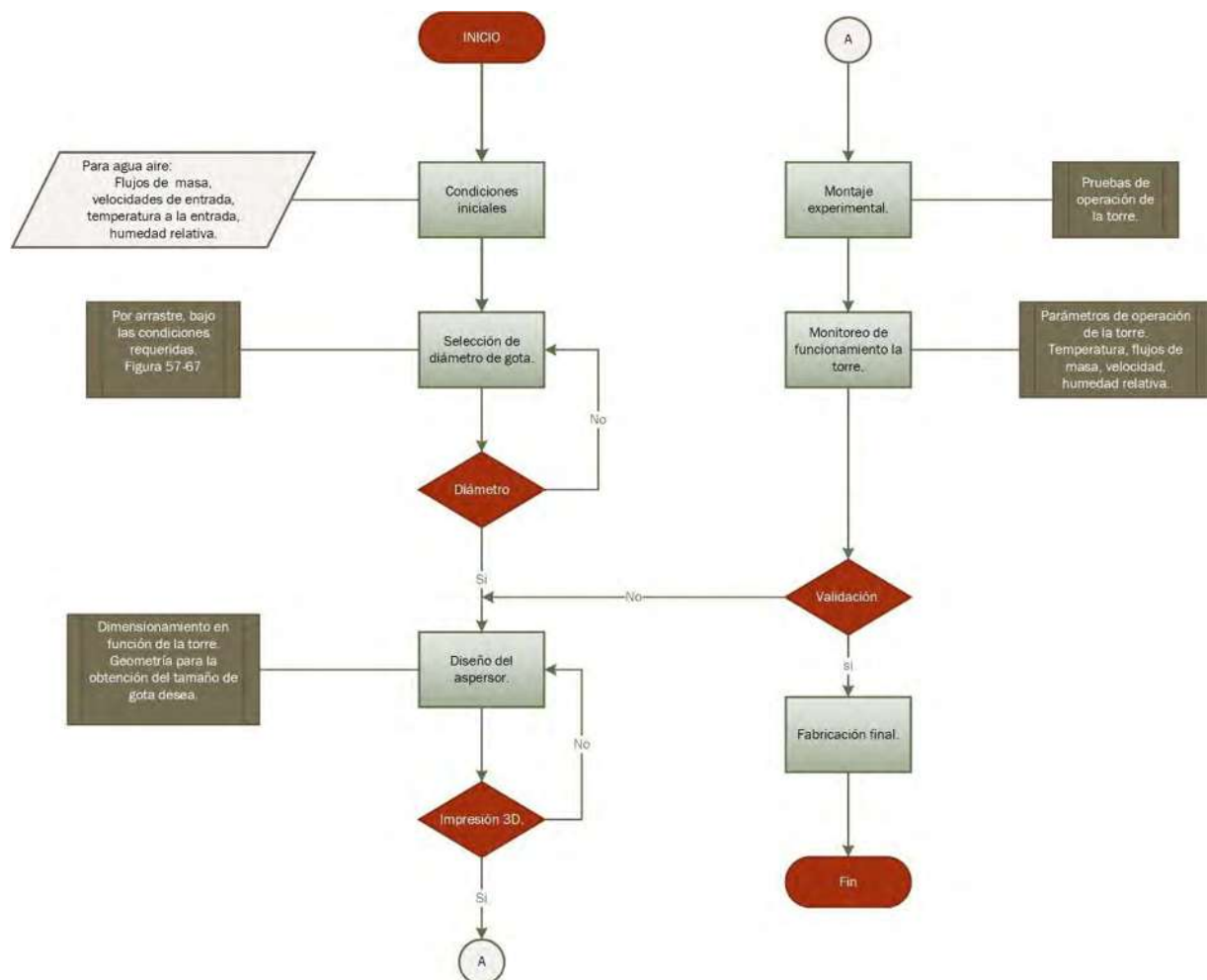


Figura 128. Diagrama de flujo para el diseño de las propuestas del aspersor.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Se realizó un modelado numérico de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo para estudiar la cinética de las gotas de agua en el interior. El modelo se resolvió utilizando el software de CFD Phoenix®, en donde se obtuvieron diferentes perfiles de operación para estimar el diámetro de las gotas de agua con diferentes parámetros iniciales. El modelo tomó en cuenta diferentes variables que influyen en las pérdidas de agua causadas por la evaporación y el arrastre de partículas, y con ello fue posible cuantificar de forma numérica el porcentaje de las pérdidas de masa de agua de las gotas inyectadas, el intercambio de calor entre la fase continua y la fase dispersa, además del diámetro mínimo que requieren las gotas de agua para reducir o en su caso evitar el arrastre de agua al exterior de la torre de enfriamiento.

En este trabajo se analizó un rango de diámetros de gotas desde 0.1 mm hasta 10 mm. Con los resultados de la simulación, se determinó que la pérdida de masa de agua por evaporación está asociada directamente al tamaño inicial de gota y a la diferencia de temperaturas entre las fases continua y dispersa. Se encontró que la cantidad de masa evaporada de las partículas con diámetros de 0.1 mm fue del 3.86% de la masa total de la gota durante un tiempo transcurrido de dos segundos en el interior de la torre de enfriamiento. Por otro lado, para partículas con diámetro de 10 mm, el efecto fue inverso y únicamente se alcanzó un porcentaje de evaporación del 0.1% para el mismo tiempo de residencia.

El tamaño de las gotas de agua es un factor crítico para el rendimiento de la torre de enfriamiento. Por lo tanto, este puede mejorar y reducir la pérdida de masa de agua por evaporación y arrastre, creando un diámetro adecuado de gota de agua en la zona de lluvia.

Otro parámetro importante analizado es la velocidad del aire a la entrada de la torre de enfriamiento. Para valores de 1.5 m/s, el diámetro de gota que reduce las pérdidas por arrastre debe de ser mayor a 2 mm; de manera similar, para velocidades de 5 m/s y 10 m/s se recomiendan diámetros de 3 mm y 4.5 mm respectivamente. Considerando que para diámetros

mayores a 4.5 mm, el efecto de arrastre debido a la velocidad del aire no cambia el tiempo de residencia al interior de la torre.

Luego, a velocidades de operación comerciales de 1.5 m/s y temperatura ambiente promedio, para el rango de diámetros de gotas mencionado, y utilizando gotas de menores de 2 mm de diámetro, el delta de temperatura puede llegar a ser de hasta 20 °C. En un rango de 2-6 mm el delta de temperatura puede alcanzar hasta los 13 °C. Y para gotas mayores de 6 mm, el cambio de temperatura, a su paso por la torre de enfriamiento, es tan pequeño que no alcanza a disipar suficiente energía debido a la masa asociada a la gota. En conclusión, se recomiendan utilizar un tamaño de gota de 3mm y una velocidad de 1.5 m/s, que nos permite obtener un delta de temperatura aproximado de 10 °C, que es un valor nominal en las torres de enfriamiento.

Este trabajo se validó con un modelo a escala, de manera experimental, la cual permitió determinar el rendimiento termo-hidráulico, se ratificó el funcionamiento de la torre con los parámetros establecidos y se obtuvieron gráficas del comportamiento de los fenómenos de transferencia de masa y calor dentro de la torre. Los valores obtenidos en la experimentación, presentan un comportamiento muy cercano a la simulación.

Así mismo, se obtuvo un diseño de un aspersor que cumple con la geometría adecuada, para generar los tamaños de gota adecuados para mejorar el rendimiento térmico de la torre enfriamiento. Ahora bien, llevar a cabo la construcción del aspersor es complicada, incluso llevando a cabo impresiones en 3D, puesto que el diseño de elementos pequeños y curvaturas, dificultan el proceso de manufactura del aspersor y sus componentes. Es de mencionar que el diseño del aspersor, es aún susceptible de reingeniería, para esto se propone realizar para estudios subsecuentes el diseño del aspersor en 3D mediante software CFD y con esto realizar un estudio para llevar a cabo su manufactura comercial.

REFERENCIAS

- [1] K. K. Mohiuddin AKM, “Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers . Part I : Selection and tower characteristics Base de connaissances pour la conception methodique des tours de Premiere partie : S6lection et caract6ristiques des tours,” *Internatiotal J. Refrig.*, vol. 19, no. 1, pp. 43–51, 1996.
- [2] P. C. Bamu and a. Zingoni, “Damage, deterioration and the long-term structural performance of cooling-tower shells: A survey of developments over the past 50 years,” *Eng. Struct.*, vol. 27, no. 12, pp. 1794–1800, Oct. 2005.
- [3] R. Meroney, “CFD prediction of cooling tower drift,” *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 94, no. 6, pp. 463–490, Jun. 2006.
- [4] R. Al-Waked and M. Behnia, “CFD simulation of wet cooling towers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 4, pp. 382–395, Mar. 2006.
- [5] X. Qi, Z. Liu, and D. Li, “Performance characteristics of a shower cooling tower,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 1, pp. 193–203, Jan. 2007.
- [6] R. Al-Waked and M. Behnia, “Enhancing performance of wet cooling towers,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 10, pp. 2638–2648, Oct. 2007.
- [7] M. Lemouari, M. Boumaza, and a. Kaabi, “Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 6, pp. 1610–1617, Jun. 2009.
- [8] M. Lucas, P. J. Martínez, and a. Viedma, “Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 3, pp. 490–497, Mar. 2009.
- [9] J. Smrekar, I. Kuštrin, and J. Oman, “Methodology for evaluation of cooling tower performance – Part 1: Description of the methodology,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 11, pp. 3257–3264, Oct. 2011.
- [10] J. Smrekar, a Senegačnik, and C. Führer, “Methodology for evaluation of cooling tower performance – Part 2: Application of the methodology and computational aspects of Poppe equations,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 11, pp. 3282–3289, Oct. 2011.

- [11] R. V Rao and V. K. Patel, "Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling tower using artificial beecolony algorithm," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 7, pp. 2611–2622, Jul. 2011.
- [12] T. H. Pan, S. S. Shieh, S. S. Jang, W. H. Tseng, C. W. Wu, and J. J. Ou, "Statistical multi-model approach for performance assessment of cooling tower," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 2, pp. 1377–1385, Feb. 2011.
- [13] V. D. Papaefthimiou, E. D. Rogdakis, I. P. Koronaki, and T. C. Zannis, "Thermodynamic study of the effects of ambient air conditions on the thermal performance characteristics of a closed wet cooling tower," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 33–34, pp. 199–207, Feb. 2012.
- [14] W.-Y. Zheng, D.-S. Zhu, G.-Y. Zhou, J.-F. Wu, and Y.-Y. Shi, "Thermal performance analysis of closed wet cooling towers under both unsaturated and supersaturated conditions," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 25–26, pp. 7803–7811, Dec. 2012.
- [15] W. Asvapoositkul and S. Treeutok, "A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 38, pp. 160–167, May 2012.
- [16] D. Kang and R. K. Strand, "Modeling of simultaneous heat and mass transfer within passive down-draft evaporative cooling (PDEC) towers with spray in FLUENT," *Energy Build.*, vol. 62, pp. 196–209, 2013.
- [17] A. J. Consuegro, A. S. Kaiser, B. Zamora, F. Sánchez, M. Lucas, and M. Hernández, "Numerical modeling of the drift and deposition of droplets emitted by mechanical cooling towers on buildings and its experimental validation," *Build. Environ.*, vol. 78, pp. 53–67, 2014.
- [18] Y. Zhao, F. Sun, G. Long, X. Huang, W. Huang, and D. Lyv, "Comparative study on the cooling characteristics of high level water collecting natural draft wet cooling tower and the usual ...," *Energy Convers. Manag.*, vol. 116, no. May, pp. 150–164, 2016.
- [19] K. Singh and R. Das, "An experimental and multi-objective optimization study of a forced draft cooling tower with different fills," *Energy Convers. Manag.*, vol. 111, pp. 417–430, 2016.
- [20] J. S. Velandia, M. Chery, and O. D. Lopez, "Computational study of the air flow

- dynamics in an induced draft cooling tower,” *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, pp. 2393–2401, 2016.
- [21] B. K. Naik and P. Muthukumar, “A novel approach for performance assessment of mechanical draft wet cooling towers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 121, pp. 14–26, 2017.
- [22] M. Zunaid, Q. Murtaza, and S. Gautam, “Energy and performance analysis of multi droplets shower cooling tower at different inlet water temperature for air cooling application,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 121, 2017.
- [23] K. Singh and R. Das, “An improved constrained inverse optimization method for mechanical draft cooling towers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 114, 2017.
- [24] H. Cui, N. Li, X. Wang, J. Peng, Y. Li, and Z. Wu, “Optimization of reversibly used cooling tower with downward spraying,” *Energy*, vol. 127, 2017.
- [25] M. Kumar and K. Chandra, “Evaporating falling drop,” *Procedia IUTAM*, vol. 15, pp. 201–206, 2015.
- [26] F. Sánchez, A. S. Kaiser, B. Zamora, J. Ruiz, and M. Lucas, “International Journal of Heat and Mass Transfer Prediction of the lifetime of droplets emitted from mechanical cooling towers by numerical investigation,” vol. 89, pp. 1190–1206, 2015.
- [27] K. Zhou, “Calculation of Evaporation Rate of a Droplets Cluster and Conceptual Design of a Structure Utilizing Water Droplets for Evaporation,” vol. 5, no. 3, 2014.
- [28] T. Muangnoi, W. Asvapoositkul, and P. Hungspreugs, “Performance characteristics of a downward spray water-jet cooling tower,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 69, no. 1–2, 2014.
- [29] X. Zhang, L. Liu, L. Cheng, Q. Guo, and N. Zhang, “Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of air–water two-phase flow with the effect of polyacrylamide additive in a horizontal circular tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 427–440, Mar. 2013.
- [30] a. a. Abbasian Arani and J. Amani, “Experimental investigation of diameter effect on heat transfer performance and pressure drop of TiO₂–water nanofluid,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, pp. 520–533, Jan. 2013.
- [31] V. E. Nakoryakov, S. Y. Misyura, and S. L. Elistratov, “Features of water drop evaporation on a heated surface,” *Dokl. Phys.*, vol. 58, no. 1, pp. 40–43, Feb. 2013.
- [32] S. H. Niu, S. K. Ong, and a. Y. C. Nee, “An improved intelligent water drops algorithm

- for solving multi-objective job shop scheduling,” *Eng. Appl. Artif. Intell.*, pp. 1–12, Aug. 2013.
- [33] J. Zhang, J. Xu, Y. Wu, D. Li, and H. Li, “Experimental validation of the calculation of phase holdup for an oil–water two-phase vertical flow based on the measurement of pressure drops,” *Flow Meas. Instrum.*, vol. 31, pp. 96–101, Jun. 2013.
- [34] H. Shah-Hosseini, “An approach to continuous optimization by the Intelligent Water Drops algorithm,” *Procedia - Soc. Behav. Sci.*, vol. 32, no. 2010, pp. 224–229, Jan. 2012.
- [35] T. Kon, S. Natsui, S. Ueda, R. Inoue, and T. Ariyama, “Numerical Simulation of Dripping Behavior of Droplet in Packed Bed Using Particle Method,” *ISIJ Int.*, vol. 52, no. 9, pp. 1565–1573, 2012.
- [36] M. Grimm, E. J. See, and S. G. Kandlikar, “Modeling gas flow in PEMFC channels: Part I – Flow pattern transitions and pressure drop in a simulated ex situ channel with uniform water injection through the GDL,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 17, pp. 12489–12503, Sep. 2012.
- [37] S.-S. Hsieh, B.-S. Her, and Y.-J. Huang, “Effect of pressure drop in different flow fields on water accumulation and current distribution for a micro PEM fuel cell,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 2, pp. 975–982, Feb. 2011.
- [38] J. Tissot, P. Boulet, F. Trinquet, L. Fournaison, and H. Macchi-Tejeda, “Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, no. 11, pp. 2122–2131, Nov. 2011.
- [39] a. V. Shavlov, V. a. Dzhumandzhi, and S. N. Romanyuk, “Electrical properties of water drops inside the dropwise cluster,” *Phys. Lett. A*, vol. 376, no. 1, pp. 39–45, Nov. 2011.
- [40] R. Terblanche, H. C. R. Reuter, and D. G. Kröger, “Drop size distribution below different wet-cooling tower fills,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 8–9, pp. 1552–1560, 2009.
- [41] H. Duan, S. Liu, and J. Wu, “Novel intelligent water drops optimization approach to single UCAV smooth trajectory planning,” *Aerosp. Sci. Technol.*, vol. 13, no. 8, pp. 442–449, Dec. 2009.

- [42] S. Guella, S. Alexandrova, and a. Saboni, "Evaporation d'une gouttelette en chute libre dans l'air," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, no. 7, pp. 886–898, Jul. 2008.
- [43] C. Collister and D. Matthey, "Controls on water drop volume at speleothem drip sites: An experimental study," *J. Hydrol.*, vol. 358, no. 3–4, pp. 259–267, Sep. 2008.
- [44] Y. Takata, S. Hidaka, a. Yamashita, and H. Yamamoto, "Evaporation of water drop on a plasma-irradiated hydrophilic surface," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 25, no. 2, pp. 320–328, Apr. 2004.
- [45] A. S. Tarnovski, "Water Vapor Condensation and the Collapse of Superheated Water Drops as Possible Causes of Ball Lightning," vol. 48, no. 9, pp. 1211–1215, 2003.
- [46] L. Guo, Z. Feng, and X. Chen, "An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam \pm water two-phase flow in helical coils," vol. 44, 2001.
- [47] P. Angeli and G. F. Hewitt, "Drop size distributions in horizontal oil-water dispersed flows," vol. 55, 2000.
- [48] M. J. Manton, "On the quasi-steady approximation for evaporating and condensing water drops in air," *Pure Appl. Geophys. PAGEOPH*, vol. 114, no. 4, pp. 541–556, 1976.
- [49] H. A. Duguid, "A study of the evaporation rates of small freely falling water droplets," 1969.
- [50] F. Merkel, "Verdunstungskuehlung," *VDI Forschungsarbeiten*, vol. 275, no. 70, pp. 123–8, 1925.
- [51] D. R. Baker and H. A. Shryock, "A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance," *J. Heat Transf. ASME Tech. Bull.*, p. 13.
- [52] K. D. Kloppers JC, "Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis," *J. Eng. Gas Turbine Power*, vol. 127, pp. 127–131, 2005.
- [53] E. S. W. K. Hutchison, "Desing and performance of cooling towers," *towers Trans Inst Chem Eng*, vol. 20, pp. 14–29, 1942.
- [54] M. McKeivey, K. K., Brooke, "The Industrial Cooling Tower," *Elsevier*, 1959.
- [55] K. K. Mohiuddin AKM, "Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers part II: fill and other design parameters," *Int J Refrig*, vol. 52, pp. 52–60, 1996.
- [56] S. Yajima, "Experimental performance of the shower cooling tower in Japan," *Renew.*

- Energy*, vol. 10, pp. 79–83, 1996.
- [57] K. Tan and S. Deng, “A method for evaluating the heat and mass transfer characteristics in a reversibly used water cooling tower (RUWCT) for heat recovery ´ thode permettant d ’ e ´ valuer les caracte ´ ristiques de transfert Me de chaleur et de masse dans une tour de refro,” vol. 25, pp. 552–561, 2002.
- [58] S.-Y. Yoo, J.-H. Kim, and K.-H. Han, “Thermal performance analysis of heat exchanger for closed wet cooling tower using heat and mass transfer analogy,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 24, no. 4, pp. 893–898, Apr. 2010.
- [59] I. C. A. Jr, “NUMERICAL SIMULATION OF AIR – WATER FLOWS IN AN EVAPORATIVE CONDENSER,” vol. 8, no. June, pp. 24–30, 2009.
- [60] X. Qi, Y. Liu, and Z. Liu, “Exergy Based Performance Analysis of a Shower Cooling Tower,” *Strojniški Vestn. – J. Mech. Eng.*, vol. 59, no. 4, pp. 251–259, Apr. 2013.
- [61] G. Lorenzini and O. Saro, “Thermal fluid dynamic modelling of a water droplet evaporating in air,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 62, pp. 323–335, Jul. 2013.
- [62] B. Halasz, “A general mathematical model of evaporative cooling devices,” *Rev. Générale Therm.*, vol. 37, no. 4, pp. 245–255, Apr. 1998.
- [63] K. Bourouni, M. M. Bassem, and M. T. Chaïbi, “Numerical study of coupled heat and mass transfer in geothermal water cooling tower,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 5, pp. 988–994, May 2008.
- [64] A. Klimanek and R. Bia, “3D CFD modeling of natural draft wet-cooling tower with fl ue gas injection,” vol. 91, pp. 824–833, 2015.
- [65] A. V. M. Lucas, P.J. Martínez, J. Ruiz, A.S. Kaiser, “On the influence of psychrometric ambient conditions on cooling tower drift deposition,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 4, pp. 594–604, 2010.
- [66] W. E. S. and E. N. L. R. B. Bird, “*Fenómenos de Transporte.*” 1998.
- [67] P. Tr, “Documentation for PHOENICS TR 211,” no. Version, 2006.
- [68] R. Clift, J. Grace, and M. Weber, *Bubbles, drops, and particles.* 2005.
- [69] L. Araneo, “Droplet separators for evaporative towers: efficiency estimation by PDA,” in *12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, 2012.

-
- [70] I. Sarbu and C. Sebarchievici, “General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings,” *Energy Build.*, vol. 70, pp. 441–454, 2014.
- [71] S. J. and A. CE, “Prediction and measurement of the accelerated motion of water drops in air,” *J. Appl. Meteor*, vol. 14, pp. 232–239, 1975.

ANEXO A. Código de modelo bifásico.

CODIGO Q1

```

TALK=T;RUN( 1, 1)
REAL(VIN,HIN,CPGAS,TIN)
CPGAS=1005.0;TIN=298.13;HIN=TIN*CPGAS;VIN=1.5
  GROUP 3. X-direction grid specification
NX=36
*****
  GROUP 4. Y-direction grid specification
NY=52
*****
  GROUP 5. Z-direction grid specification
NZ=1
*****
  GROUP 6. Body-fitted coordinates or grid distortion
BFC=T;NONORT=T
GSET(D,36,52,1,1.0000,1.0000,1.0000)
GSET(P,P01,0.0010,0.0000,0.0000)
GSET(P,P02,0.0010,2.5000,0.0000)
GSET(P,P03,0.0010,3.2000,0.0000)
GSET(P,P04,0.0010,3.3000,0.0000)
GSET(P,P05,0.0010,3.6000,0.0000)
GSET(P,P06,0.0010,4.1000,0.0000)
GSET(P,P07,1.0000,4.0950,0.0000)
GSET(P,P08,1.5000,4.0900,0.0000)
GSET(P,P09,1.5000,3.6000,0.0000)
GSET(P,P10,1.5000,3.3000,0.0000)
GSET(P,P11,1.5000,3.2000,0.0000)
GSET(P,P12,1.5000,2.5000,0.0000)
GSET(P,P13,1.5000,0.0000,0.0000)
GSET(L,L01,P01,P02,16,1.0)
GSET(L,L02,P02,P03,12,-1.5)
GSET(L,L03,P03,P04,8,1.0)
GSET(L,L04,P04,P05,8,1.5)
GSET(L,L05,P05,P06,8,1.0)
GSET(L,L06A,P06,P08,36,1.2,ARC,P07)
GSET(L,L07,P08,P09,8,1.0)
GSET(L,L08,P09,P10,8,-1.5)
GSET(L,L09,P10,P11,8,1.0)
GSET(L,L10,P11,P12,12,1.5)
GSET(L,L11,P12,P13,16,1.0)
GSET(L,L12,P13,P01,36,-1.5)
GSET(L,L13,P05,P09,36,1.5)
GSET(L,L14,P02,P12,36,1.5)
GSET(F,F01,P01,-,P13,-,P12,-,P02,-)
GSET(F,F02,P02,-,P12,P11,P10,P09,-,P05,P04.P03)
GSET(F,F03,P05,-,P09,-,P08,-,P06,-)
GSET(M,F01,+I+J,1,1,1,TRANS)
GSET(M,F02,+I+J,1,17,1,TRANS)
GSET(M,F03,+I+J,1,45,1,TRANS)
GSET(C,K2,F,K1,1,36,1,52,RY,-0.1,0.0,0.0)
*****
  GROUP 7. Variables stored, solved & named
NAME(C6)=VAPO
STORE(UCRT,VCRT,WCRT,DEN1);NCRT=1
SOLVE(P1,U1,V1,H1,VAPO)
STORE(HEAT,MASS,TMP1,SPH1)
Echo InForm settings for Group 7

```

```

inform7begin
(STORED VAR TDEC IS TMP1-273.15)
inform7end
*****
GROUP 9. Properties of the medium (or media)
* Densidad del aire
PRESS0=1.01325E+05
* Viscosidad cinemática del aire flujo laminar
ENUL=1.8E-5/1.24
* Viscosidad cinemática del aire flujo turbulento
ENUT=1000*ENUL
* Temperatura
TMP1=GRND2;CP1=CPGAS
* Prandtl del aire y vapor
PRNDTL(H1)=0.71
*****
GROUP 10. Inter-phase-transfer processes and properties
*****
GROUP 11. Initialization of variable or porosity fields
CONPOR(0.0,CELL,1,3,36,36,1,NZ)
* Condiciones iniciales de Entalpia and Temperatura (Commented Out)
FIINIT(H1)=HIN;FIINIT(DEN1)=7.374E-01;FIINIT(MASS)=1.e-10
FIINIT(TMP1)=TIN
FIINIT(VAPO)=0.0
RHO1=GRND5;DRH1DP=GRND5;RHO1C=0.714
RHO1A=0.000000E+00 ;RHO1B=3.530020E-03
inform9begin
(Propiedad RHO1 (P1+PRESS0)/((175.2*VAPO+286.7)*TMP1) with IMAT<100)
(Propiedad CP1 (1910.*VAPO+CPGAS)*(1-VAPO)) with IMAT<100)
(Propiedad TMP1 (H1/(1910.*VAPO+CPGAS)*(1.-VAPO))) with IMAT<100)
inform9end
*****
GROUP 13. Boundary conditions and special sources
* Inlet Boundary Condition
PATCH(INLET,SOUTH,1,NX,1,1,1,NZ,1,LSTEP)
COVAL(INLET,P1,FIXFLU,7.374E-01*VIN)
COVAL(INLET,V1,ONLYMS,-VIN);COVAL(INLET,H1,ONLYMS,HIN)
COVAL(INLET,U1,ONLYMS,0.0);COVAL(INLET,VAPO,ONLYMS,0.0)
* Outlet Boundary Condition
PATCH(GXOUT,NORTH,1,NX,NY,NY,1,NZ,1,LSTEP)
COVAL(GXOUT,P1,1.,0.0);COVAL(GXOUT,H1,ONLYMS,SAME)
COVAL(GXOUT,VAPO,ONLYMS,SAME);COVAL(GXOUT,V1,ONLYMS,SAME)
COVAL(GXOUT,U1,ONLYMS,SAME)
*****
GROUP 15. Termination of sweeps
* Number of Sweeps
LSWEEP=500
* Number of Iterations
LITER(P1)=20;LITER(U1)=1;LITER(V1)=1;LITER(W1)=1
VARMIN(VAPO)=0.0;VARMAX(VAPO)=1.
*****
GROUP 17. Under-relaxation devices
RELAX(P1,LINRLX,.3)
RELAX(V1,FALSDT,.1);RELAX(U1,FALSDT,.1)
RELAX(H1,FALSDT,0.1)
RELAX(VAPO,FALSDT,0.5)
*****
GROUP 22. Spot-value print-out
IXMON=NX/2;IYMON=NY/2;IZMON=NZ/2
TSTSWP=-1

```

```

OUTPUT(TMP1,Y,N,Y,Y,Y)
*****
  GROUP 23. Field print-out and plot control
  *-----
  * Activate GENTRA
GENTR=T
  *-----
  * GENTRA GROUP 0: PIL variables and default values
  *-----
INTEGER(IX1,IX2,IX3,IX4,IX5,IX6,IX7,IX8,IX9)
CHAR(CX1,CX2,CX3);REAL(RX1);BOOLEAN(LX1)
CHAR(CDRAG,CKONC,CNUSS,CCPLIQ,CLHEAS,CSOLIN,CSOLST)
CHAR(CKONV,CCPCON,CCPVAP,CMWCON,CMWVAP,CLIQST,CLATVP)
CHAR(CVAPST,CSTPRE,CDTRCT,CHLIQD,CCPSOL,CHSOLD)
INTEGER(GPTYPE,GWALLC);GPTYPE=30;GWALLC=3
REAL(GWREST,GPOROS);GWREST=1.0;GPOROS=0.0
REAL(GGRAX,GGRAY,GGRAZ);GGRAX=0.0;GGRAY=0.0;GGRAZ=0.0
BOOLEAN(GBUOYA,GSTOCH,GSURPR);GBUOYA=F;GSURPR=F;GSTOCH=F
REAL(GDRAG,GNUSS);GDRAG=GRND1;GNUSS=GRND1
REAL(GLHEAS,GSOLIN);GLHEAS=3.335E+05;GSOLIN=1
REAL(GSOLST,GLIQST);GSOLST=273.15;GLIQST=273.15
REAL(GKONC,GKONV,GCPCON,GCPVAP,GCPLIQ,GMWCON,GMWVAP,GHLIQD)
REAL(GCPSOL,GDEBUG1)
GKONC=0.0263;GKONV=GRND1;GCPCON=1007;GCPVAP=GRND1;GDEBUG1=0.0
GHLIQD=GRND1;GCPLIQ=4131.8;GMWCON=28.9;GMWVAP=18;GCPSOL=4131.8
REAL(GVAPST,GSTPRE,GLATVP);GVAPST=GRND1;GSTPRE=GRND1;GLATVP=GRND1
REAL(GDTRCT);GDTRCT=0.0
CHAR(GINFIL);GINFIL='Q1'
INTEGER(GINSYS);GINSYS=12
INTEGER(GSWEP1,GSWEPF,GLAGTS);GSWEP1=1;GSWEPF=1;GLAGTS=5
REAL(GTIMMX);GTIMMX=0.0;INTEGER(GSTEMX);GSTEMX=0
REAL(GDTMAX,GRTFRC);GDTMAX=1.0;GRTFRC=1.0
REAL(GLNRLX);GLNRLX=1.0
CHAR(GRSFIL,GHFILE);GRSFIL=NONE
GHFILE='GHIS'
INTEGER(GOUTFR,GRESTI);GOUTFR=1;GRESTI=0
INTEGER(NGWSTR,NGWEND,NGWINT,GSWOUT);CHAR(GT1STC,GH1STC)
NGWSTR=0;NGWEND=0;NGWINT=1;GSWOUT=1
GT1STC=NONE;GH1STC=NONE
REAL(GFLENG,GTSTRT,GTEND)
CHAR(GENSET);GENSET=$G002
** LOAD(x 1) from the x Input Library
** LOAD(x 1) from the x Input Library
  *-----
  * GENTRA GROUP 1: Particle physics
  *-----
  * Particle type - 60 - VAPORISING_DROPLETS
GPTYPE=60
  * Gravity components in GENTRA Cartesian system/buoyancy
GGRAX=0;GGRAY=-9.8100E+00;GGRAZ=0;GBUOYA=F
  * Stochastic model of turbulence
GSTOCH=F
  * Data for vaporising particles
GDRAG=GRND1;GNUSS=GRND1
GKONV=GRND1;GCPCON=CPGAS;GCPVAP=GRND1
GMWCON=29;GMWVAP=18;GLIQST=GRND1
GCPLIQ=GRND1;GHLIQD=GRND1;GVAPST=GRND1
GLATVP=GRND1;GDTRCT=2.E-07
  *-----
  * GENTRA GROUP 2: Boundary conditions for particles

```

```

*-----
* Inlet-data file-name
GINFIL=Q1
* Use this space for inlet-data table if GINFIL=Q1
<GENTRA-INLET-DATA>
* _XP_ _YP_ _UP_ _VP_ _DIAM_ _LIQDEN_ _FRATE_ _TEMP_ (NUMB)
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 303.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 313.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 323.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 328.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 333.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 338.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 343.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 348.15
0.1 3.20E+00 2.04E+00 -1.06E+00 1.0E-03 1000. 5.E-04 353.15
<END-GENTRA-INLET>
* Wall treatment, and rest coefficient if appropriate
GWALLC=1;GWREST=1
* Porosity threshold
GPOROS=0
*-----
* GENTRA GROUP 3: Numerical controls
*-----
* 1st GENTRA sweep; frequency of calls
GSWEP1=50;GSWEPF=1
* Maximum Lagrangian time-step; time step size multiplier
GDTMAX=4.e-4;GRTFRC=1.0
* Min # of t-steps per cell; max # of t-steps; timeout
GLAGTS=5;GSTEMX=5000;GTIMMX=5
*-----
* GENTRA GROUP 4: Output controls
*-----
* Trajectory-file identifier, history-file identifier
and frequency for output
GT1STC=T;GSWOUT=10;NGWSTR=1;NGWEND=20;NGWINT=1
GOUTFR=10;GH1STC=H
* Particle number for residence-time calculation
GRESTI=0
*-----
* GENTRA GROUP 5: Provisions for the GENTRA-Earth run
*-----
* Storage of Cartesian components in BFC cases
* Storage for interphase sources of momentum
STORE(MOMX)
STORE(MOMY)
store(vpor,epor,npor)
* Storage for interphase source of mass and for
vapour mass-fraction
PRNDTL(VAPO)=1;PRT(VAPO)=1
* Interphase sources of heat and momentum
PATCH(GENPAT,CELL,1,NX,1,NY,1,NZ,1,LSTEP)
COVAL(GENPAT,U1,fixflu,GRND)
COVAL(GENPAT,V1,fixflu,GRND)
COVAL(GENPAT,H1,fixflu,GRND)
COVAL(GENPAT,VAPO,fixflu,GRND)
* Interphase sources of mass
PATCH(GENMAS,CELL,1,NX,1,NY,1,NZ,1,LSTEP)
COVAL(GENMAS,P1,FIXFLU,GRND)
* Relaxation of interphase sources
GLNRLX=1.0000E-01

```

```

RELAX(MOMX,LINRLX,GLNRLX)
RELAX(MOMY,LINRLX,GLNRLX)
RELAX(HEAT,LINRLX,GLNRLX)
RELAX(MASS,LINRLX,GLNRLX)
* Activation of GENTRA GROUND-station
* -----
* GENTRA GROUP 6: Transmission of data to GENTRA-Earth
* -----
IG(20)=GPTYPE;IG(19)=GWALLC;IG(18)=GSWEP1;IG(17)=GSWEPF
IG(16)=GLAGTS;IG(15)=GSTEMX;IG(14)=GOUTFR;IG(13)=GRESTI
IG(12)=NGWSTR;IG(11)=NGWEND;IG(10)=NGWINT;IG(9)=GSWOUT
RG(100)=GGRAX;RG(99)=GGRAY;RG(98)=GGRAZ;RG(97)=GDRAG
RG(96)=GKONC;RG(95)=GNUSS;RG(94)=GLHEAS;RG(93)=GSOLIN
RG(92)=GSOLST;RG(91)=GLIQST;RG(90)=GKONV;RG(89)=GCPCON
RG(88)=GCPVAP;RG(87)=GMWCON;RG(86)=GMWVAP;RG(85)=GDBUG1
RG(84)=GWREST
RG(83)=GTIMMX;RG(82)=GCPLIQ;RG(81)=GPOROS;RG(80)=GDTMAX
RG(77)=GRTFRC;RG(76)=GHLIQD;RG(75)=GVAPST;RG(74)=GLATVP
RG(73)=GDTRCT;RG(72)=GCPSOL;RG(71)=GSTPRE
RG(70)=GTEND;RG(69)=GTSTRT;RG(68)=GFLENG
LG(20)=GBUOYA;LG(19)=GSTOCH;LG(18)=GSURPR
CG(10)=':GT1STC:'
CG(9)=':GH1STC:'
CG(8)=':GINFIL:'
CG(7)=':GRSFIL:'
CG(6)=':GHFILE:'
NOCOPY=T
** LOAD(x 2) from the x Input Library
** LOAD(x 2) from the x Input Library
* -----
* GENTRA GROUP 7: GENTRA test
* -----
* GENTRA auto test RG(51)--RG(58) are reserved
RG(51)= 5.00E+00;RG(52)= 5.00E+03;RG(53)= 8.00E-03
RG(54)= 4.52E+00;RG(55)= 5.20E+00;RG(56)= 4.00E+00
RG(57)= 3.02E+00;RG(58)= 0.00E+00
DISTIL=T
EX(P1 )=3.469E+01;EX(U1 )=8.482E-01;EX(V1 )=5.525E+00
EX(H1 )=4.321E+05;EX(VAPO)=1.922E-02;EX(SPH1)=1.016E+03
EX(NPOR)=9.936E-01;EX(EPOR)=9.936E-01;EX(MOMY)=1.780E-05
EX(MOMX)=6.394E-06;EX(VPOR)=9.936E-01;EX(TMP1)=4.227E+02
EX(MASS)=8.816E-07;EX(HEAT)=1.512E+00;EX(DEN1)=8.180E-01
EX(WCRT)=4.218E-02;EX(VCRT)=5.470E+00;EX(UCRT)=8.428E-01
EX(TDEC)=1.513E+02
LIBREF = 505
STOP

```

ANEXO C. Planos y esquemas de aspersores y torre a escala.



CONSTANCIA

Artículo: *“Diseño Conceptual y Prototipo de una Torre de Tiro Forzado a Contraflujo para Aplicaciones Geotermicas.”*

Autores: **Oskar Javier González Pedraza, J. Jesús Pacheco Ibarra, Carlos Rubio Maya, Jorge Alberto Rangel Arista**

Id. artículo: 115

Área: **Ingeniería Mecánica**

El Comité Técnico del XII Congreso Internacional Sobre Innovación y Desarrollo Tecnológico CIINDET 2015, que se llevó a cabo en la ciudad de Cuernavaca, Morelos, México, del 25 al 27 de marzo de 2015, hace constar que el artículo citado fue presentado de acuerdo con el programa técnico del congreso e incluido en las memorias del mismo.

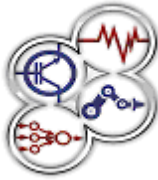
La presente constancia se expide para los fines legales que a los autores convengan.

Cuernavaca, Morelos, México a 27 de Marzo de 2015.

Atentamente



Jorge Calderón Guizar
Dr. Jorge Guillermo Calderón Guizar
Presidente del Comité Técnico CIINDET 2015



Diseño Conceptual y Prototipo de una Torre de Tiro Forzado a Contraflujo para Aplicaciones Geotérmicas.

O.J. González Pedraza, J. J. Pacheco Ibarra, C. Rubio Maya y J. A. Rangel Arista

Resumen: Las torres de enfriamiento son dispositivos utilizados en toda la industria en el control de los procesos para el control de temperatura de los fluidos de operación. En este trabajo se realiza el diseño integral de una torre de tiro forzada a contraflujo, el diseño comprende desde la estructura de la torre, compartimentos internos, disposición de los accesorios además de propuestas de diseño de aspersores dentro de la torre. El diseño conceptual se ha realizado en la plataforma de CAD SolidWorks, y la fabricación del prototipo se ha realizado en materiales compuestos y aleaciones ligeras para su construcción, también se están realizando modelación matemática de la torre de enfriamiento.

Palabras Clave: “Torre de enfriamiento”, “disipadores de calor”.

Abstract: Cooling towers are devices used throughout the industry in the process control temperature for the control of operating fluid. In this work the integral design of a tower shot forced counterflow design ranges from the tower structure, internal compartments, available accessories plus sprinkler design proposals within the tower is done. The conceptual design is done in SolidWorks CAD platform, and fabrication of the prototype has been realized in composites and light alloys for construction, are also underway mathematical modeling of the cooling tower.

Keywords: “Cooling tower”, “heatsinks”.

Introducción

Las torres de enfriamiento más ampliamente usadas en la industria y aire acondicionado son las refrigeradas por agua, por lo cual el análisis de transferencia de

calor y masa son de gran relevancia. El propósito del relleno o empaquetadura de una torre es proveer de mayor área de contacto superficial entre el aire y agua a refrigerar, además de crear una película delgada de agua que aumente la eficiencia de transferencia de energía del agua hacia el aire mediante técnicas de flujo cruzado o contraflujo. Además, el mecanismo de convección del aire que puede ser natural o forzado [1-7].

En el diseño termodinámico de las torres de enfriamiento se deben de considerar factores como la optimización y el costo, en este sentido el conocimiento y construcción de las torres es empírico en diversos campos. Las primeras teorías matemáticas básicas [8], fueron presentadas por Merkel, combinando las ecuaciones que rigen la transferencia de calor y masa entre las gotas de agua y el aire en la torre entre una pequeña gota de agua y el aire alrededor. Sin embargo este modelo no toma en cuenta la pérdida de masa por evaporación de agua. El proceso de evaporación dentro de la torre de enfriamiento es debido al incremento en la temperatura del aire y la humedad. Koppers y Kroger [9], propusieron una técnica de predicción mediante la inclusión de la pérdida de agua por evaporación en la ecuación de la energía. El efecto de la evaporación provoca que la tasa de flujo de agua disminuya entre la salida y la entrada, y como resultado, la relación de agua-aire (L/G) varía a través de la torre. Estos efectos si fueron analizados por Baker y Shryock [10], la variación de la tasa de agua evaporada y la variación de la relación (L/G) en su análisis determinaron que la relación (L/G) aumenta en 4.4 % a 22°C y la pérdida por evaporación resultan en un aumento del 1,34% por cada grado.

Mohiuddin A,K,M y Kant K. [11], comparan los resultados obtenidos con las investigaciones realizadas por Hutchison and Spivery [12] y McKelvey y Broke [13], en una gráfica de la variación de la temperatura de salida del aire contra el promedio de la temperatura del agua al pasar por la torre de enfriamiento. También se muestra las condiciones con las cuales modelaron analíticamente la torre de enfriamiento, en el cálculo realizado tomaron en cuenta las variaciones de entalpia,

MC. Oskar Javier González Pedraza, Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra, Dr. Carlos Rubio Maya y Ing. Jorge Alberto Rangel Arista, Todos de la UMSNH, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo. Gral. Francisco J. Múgica S/N, Felicitas del Río, 58030 Morelia, Michoacán, México. Facultad de Ingeniería Mecánica Tel. (443)322-3500 ext. 2095.
e-mail: oniblueoskar@gmail.com



temperatura y otras propiedades del agua y aire variaban respecto a la temperatura.

Para el análisis de torre de enfriamiento se determina el volumen de la torre que sea capaz de cumplir con los requerimientos del sistema, realizando balance de energía en el líquido a enfriar y al aire que absorberá esta carga térmica.

Otro trabajo de análisis e impacto del relleno en el rendimiento de la torre es el trabajo de M. Lucas et al. [14] Investigaron el impacto del separador de gotas o drift eliminador en el rendimiento de la torre de enfriamiento comparando varios tipos de separadores evaluados contra las características de la torre. Se muestran los resultados graficados entre la relación L/G contra la característica de la torre, demostrando que el separador de gotas tiene gran influencia en el rendimiento de la torre bajo las mismas condiciones de operación

En aplicaciones geotérmicas, durante la operación de la torre es normal que el relleno se vaya ensuciando, severamente, debido a las impurezas del agua como sales y minerales o del mismo entorno, creando el sarro que afecta el flujo del agua así como la transferencia de calor. Por lo tanto la formación de sarro afecta en gran medida la capacidad y eficacia el funcionamiento de las torres de enfriamiento. Para evitar estos inconvenientes se han propuesto algunos rediseños dentro de las torres de enfriamiento para reducir la creación de este sarro de sales, [14].

En la actualidad existen algunas torres de enfriamiento del tipo regadera o por sus siglas en inglés (SCT, shower counterflow tower) que completamente eliminan este problema quitando el relleno y haciendo que las gotas de agua sean lo más pequeñas posibles al interior de la torre. Este modelo rompe con el esquema de aproximación convencional de las torres mejorando la distribución del spray de agua.

Debido a estas ideas algunos investigadores presentan análisis sobre el estudio de la gota al interior de las torres, [1, 3, 8, 9, 10].

Resultados

Diseño conceptual

EL prototipo de la torre de enfriamiento que se desarrolló en este trabajo es una torre de tiro forzado a contra flujo que operará con un solo ventilador axial, el

cual está montado en la parte inferior del sistema justo en la tobera como se muestra en la figura 1 y dispondrá de un solo aspersor. El detalle del prototipo se muestra en la **figura 1** en la cual se muestran diferentes vistas del modelo propuesto para su construcción. En la **figura 2** se muestra la disposición del ventilador axial el cual promoverá el movimiento del aire en el interior de la torre de enfriamiento. Esta torre estaría conectada a una bomba de agua con la cual se podrá regular el flujo de agua de alimentación con la finalidad de analizar el rendimiento de la torre bajo diferentes condiciones de flujo, además, el ventilador axial tendrá un motor sincrónico con lo cual se podrá variar el flujo de aire en el interior de la torre de enfriamiento.

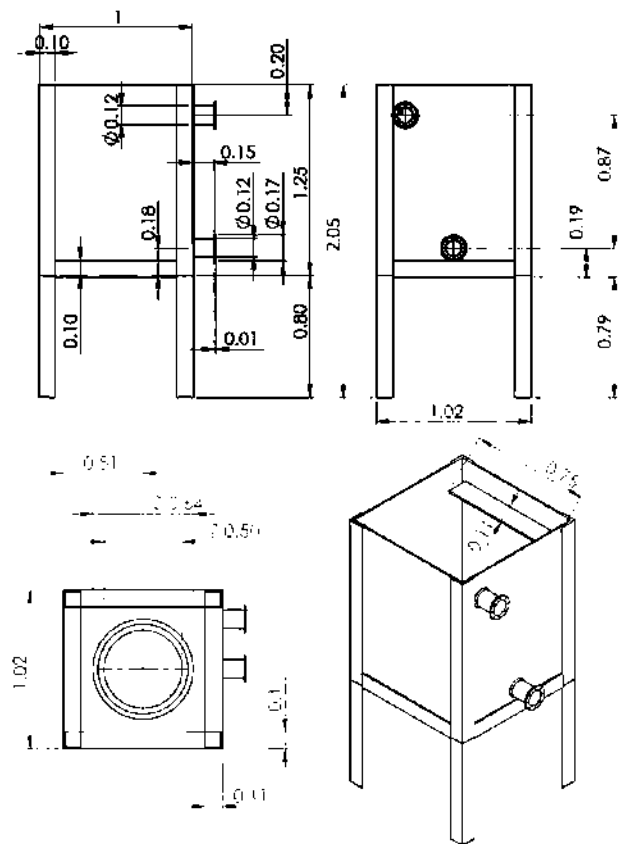


Figura 1. Dimensionamiento de torre de enfriamiento a escala.

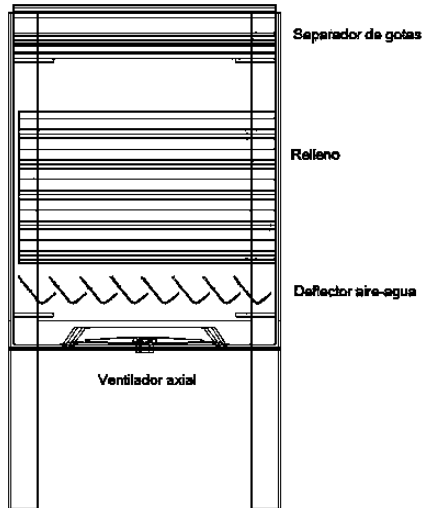


Figura 2. Esquema del interior propuesto de la torre.

En el interior, para lograr que el sistema sea a contra flujo, se instalaran deflectores de aire-agua; estos tendrán la función de recibir el fluido que descende y dirigirlo a un colector en el interior de la torre, además de permitir el paso del aire a contra flujo proveniente del ventilador. Se pretende realizar análisis con diferentes tipos y formas de relleno así como de los separadores de gotas para caracterizarlos y ver cuál sería la configuración más apropiada para este tipo de torre.

Aspersor

Al mismo tiempo que se está realizando la conceptualización de la torre de enfriamiento se está realizando un estudio de concepto de aspersores con el fin de mejorar este dispositivo de los existentes en el mercado, estos aspersores son auto impulsados y permiten hacer que el flujo de fluido de trabajo se disperse en el interior de la torre de enfriamiento en forma de pequeñas gotas. En la **figura 3** muestra la carcasa del impulsor en uno de los diseños preliminares que se tiene hasta el momento y en la **figura 4** se tiene el impulsor que estará situado en el interior de la carcasa. En el diseño del aspersor se muestra las hélices de impulsión del sistema, encargadas de que la parte externa de las paletas comience a girar solamente con el impulso hidráulico del agua dentro del ducto. La frecuencia de giro del aspersor dependerá completamente del caudal que alimente a la torre de

enfriamiento. En la **figura 5** se muestra el sistema propuesto de impulsión del aspersor y la forma de ensamble dentro del sistema

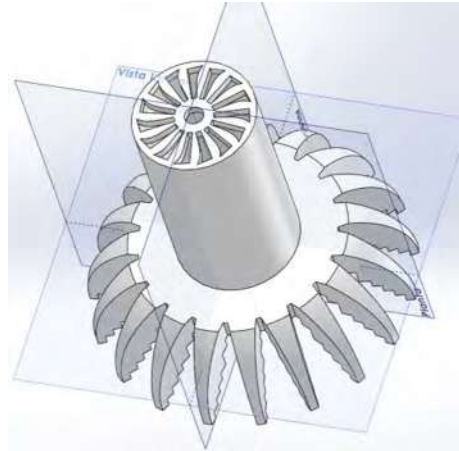


Figura 3. Carcaza del concepto del aspersor

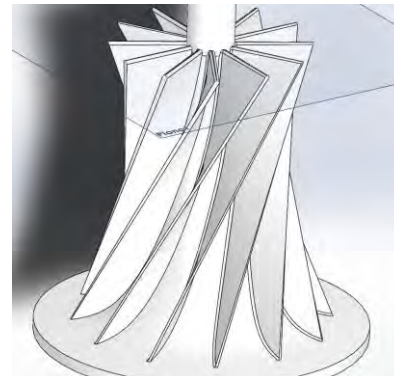


Figura 4. Impulsor del concepto de aspersor

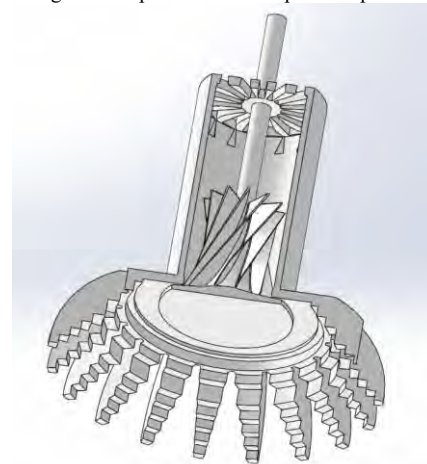


Figura 5. Concepto Aspersor.



El resultado del concepto se puede visualizar en la **figura 6**, en la cual muestra el relleno, el separador de gotas, los deflectores aire-agua y el aspensor.



Figura 6. Concepto de torre de enfriamiento.

Construcción

En la construcción de la torre de enfriamiento, las mamparas laterales y el difusor fueron realizados de material compuesto de fibra de vidrio y resina poliéster como se muestra en la **figura 7**, así como los accesorios internos como los deflectores de aire-agua y los soportes que sujetaran el relleno y el separador de gotas como de muestra en la **figura 8**.



Figura 7. Mamparas y difusor de aire fabricados de fibra de vidrio.

La estructura externa y soportes fueron fabricados en material de aluminio y el método de sujeción fue con tornillería de acero inoxidable para soportar las condiciones bajo las cuales estará operando. Como se muestra en la **figura 9**.



Figura 8. Difusor de aire y deflectores de aire-agua junto a la mampara de recolección de fluido de trabajo.



Figura 9. Estructura de la torre de enfriamiento.

Modelado Matemático.

Las ecuaciones gobernantes, que se utilizaron para modelar el sistema, son representaciones matemáticas de un fenómeno que describe el comportamiento del mismo. Las ecuaciones consideradas como de gobierno del comportamiento del fluido dentro de la torre de enfriamiento son:

- Conservación de masa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -(\nabla \cdot \rho \mathbf{v}) \quad (1)$$

- Cantidad de movimiento.

Momentum en x:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v_x = -\left(\frac{\partial}{\partial x} \rho v_x v_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho v_y v_x \right) - \left(\frac{\partial}{\partial x} \tau_{xx} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yx} \right) - \frac{\partial}{\partial x} + \rho g_x \quad (2)$$

Momentum en y:



$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v_y = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho v_x v_y + \frac{\partial}{\partial y} \rho v_y v_y \right) - \left(\frac{\partial}{\partial x} \tau_{xy} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yy} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \quad (3)$$

- Energía.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \hat{U} + \frac{1}{2} \rho v^2) = & - \left(\frac{\partial}{\partial x} v_x (\rho \hat{U} + \frac{1}{2} \rho v^2) + \frac{\partial}{\partial y} v_y (\rho \hat{U} + \frac{1}{2} \rho v^2) \right) \quad (4) \\ & - \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} \right) + \rho (v_x g_x + v_y g_y) - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho v_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho v_y \right) \\ & - \left(\frac{\partial}{\partial x} (\tau_{xx} v_x + \tau_{xy} v_y) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yx} v_x + \tau_{yy} v_y) \right) \end{aligned}$$

- Energía cinética turbulenta (k-ε, standard)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Para el modelado de la torre se han realizado las primeras mallas teniendo en cuenta el relleno y separador de gotas dentro de la torre. El perfil muestra la zona de entrada del aire que es en la parte inferior de la torre de enfriamiento y la parte superior la zona de salida del fluido en este caso aire. Durante la construcción de la torre, la dificultad se presentó en el copiado de cada perfil tanto del relleno como del separador de gotas. Se ha incluido una pequeña sección en la cual se agregara la segunda fase del sistema en este caso el cuerpo del aspersor que se muestra la **Figura 7**. Cabe señalar que a pesar de tener una geometría simple, la malla es completamente fina debido a las pequeñas distancias entre el relleno y los separadores de gotas, esta malla fue realizada en gambit en 2D, Sin embargo, la meta es realizarla en 3D. El espacio existente entre el relleno y el separador de gotas estará ubicado el aspersor de agua, la meta final es tener un modelo bifásico agua-aire, en donde del aspersor salga agua y, ver la interacción de las fases dentro de la torre en el espacio abierto de la torre y la interacción con el relleno y las fases de agua-aire.

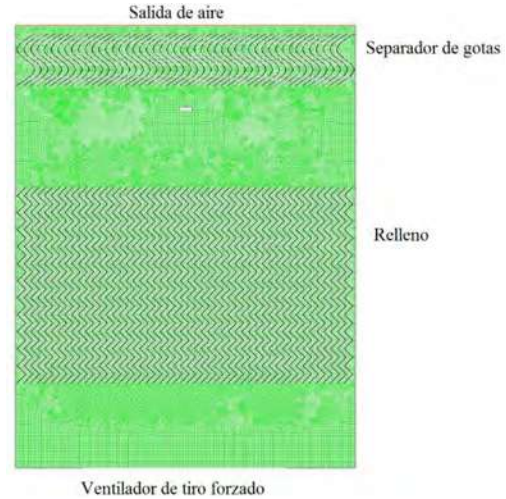


Figura 10. Malla del interior de la torre de enfriamiento a contra flujo de tiro forzado.

También se muestran, de forma preliminar, contornos de presión dentro de la torre de enfriamiento en los cuales se puede notar que: al ser un sistema a contraflujo y de tiro forzado, la mayor presión se encuentra en la entra del fluido de trabajo, este caso, el aire y, conforme asciende dentro de la torre y pasa a través del relleno y del separador de gotas se pierde presión, esto debido a efectos de no deslizamiento que se tienen en las paredes de la torre así como en los dispositivos internos, como se muestra en la **figura 8**.

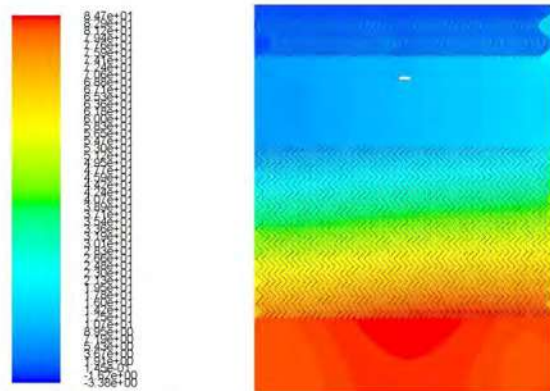


Figura 11. Contornos de presión de aire dentro de la torre.

En lo referente a los perfiles de velocidad del aire dentro de la torre se puede apreciar, en la **figura 9**, el perfil de velocidades dentro de la torre en el cual se aprecia que las velocidades mayores se encuentran en la



entrada del ventilador y conforme el fluido de trabajo avanza a través de los dispositivos dentro de la torre este comienza a disminuir su velocidad debido a las condiciones de no deslizamiento que se encuentran en los perfiles del relleno, cabe mencionar que en esta zona es donde se tiene la mayor pérdida de momentum, lo cual se creó, es debido al poco espaciamiento que existe entre las diferentes laminillas del relleno, lo que aumenta la caída de presión del fluido, además, la forma de zigzag que tiene el relleno hace que el momentum del fluido disminuya consistentemente desde la entrada hasta la salida. Antes de que el aire comience a cruzar la zona de los separadores de gotas, en esta zona la longitud del dispositivo es más corta por lo cual la pérdida de velocidad es más pequeña hasta la salida como se aprecia en las **figura 9**.

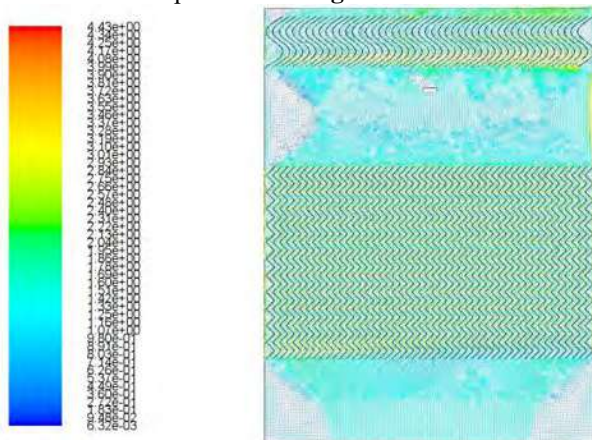


Figura 12. Perfil de velocidades del aire dentro de la torre de enfriamiento.

En la **figura 13** se puede ver el comportamiento de la presión a través de la torre, haciendo notar que las zonas donde la pendiente es pronunciada son las zonas del relleno y del separador de gotas. En estas zonas es donde la presión disminuye debido a lo intrincado de estos dispositivos. En la **figura 14** se muestran los cambios de velocidad que experimenta un trazador en la posición media de la torre. Estos cambios constantes de velocidad se deben a la forma del relleno dentro de la torre. Cuando la velocidad es casi cero el fluido está muy cercano a las paredes y cuando la velocidad es mayor se encuentra en la zona media del fluido.

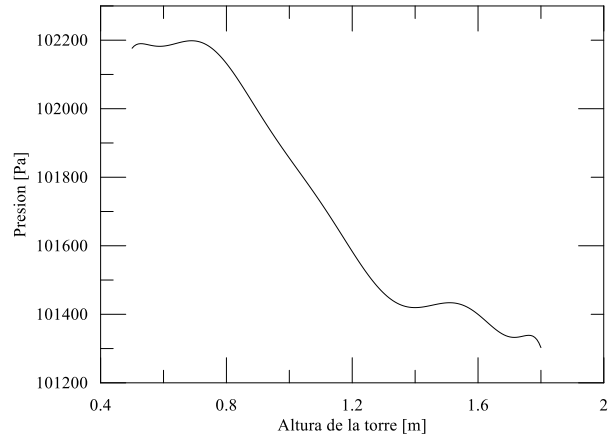


Figura 13. Comportamiento de la presión al interior de la torre.

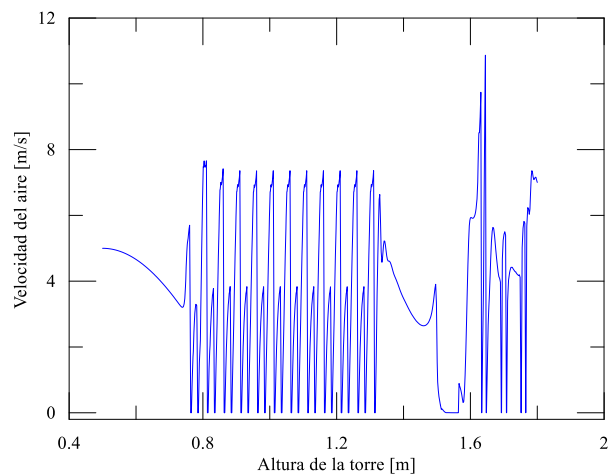


Figura 14. Comportamiento de la velocidad en el interior de la torre

Conclusiones

El desarrollo del diseño conceptual de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo trae consigo un gran número de retos, no solo en la parte de diseño y construcción, sino también en la modelación matemática bifásica, que es la meta en este trabajo y lo cual permitirá hacer continuas mejoras en el diseño y realizar mejoras conforme se hagan avances en el trabajo. En lo relacionado a la construcción, la principal complicación presentada, fue el manejo de materiales compuestos y aleaciones que permitieran una rápida construcción, pero también se presentaron dificultades por la falta de conocimiento y manejo de este tipo de productos. La construcción del aspersor, hasta el



momento ha sido lo más complicado por el diseño de las partes móviles y esto se realizará hasta tener la modelación fluido dinámica del aspersor y así asegurar que el modelo a fabricar sea el más adecuado para este tipo de torre de enfriamiento y que asegure tener una distribución de flujo lo más uniformemente posible evitando la alta presencia de zonas de recirculación o de zonas muertas.

Referencias

- [1] X.Qi, Z. Liu, D. Li, "Performance characteristics of a shower cooling tower" *Energy Conversion and Management*, Vol 48, 2007 pp. 193-203.
- [2] R. Rao, V. Patel. "Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling tower using artificial beecolony algorithm", *Energy Conversion and Management*, Vol 52 pp. 2611-2622.
- [3] Mohiuddin AKM, Kant K. "Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers part I: selection and tower characteristics". *Int J Refrig* vol 19 pp 43-51.
- [4] Satoshi Yajima. "Experimental performance of the shower cooling tower in Japan". *Renewable Energy* vol 10 pp 79-83.
- [5] Fisenko SP, Brin AA, Petruchik AI. *Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower*. *Int J Heat Mass Transfer* vol 47 pp. 65-77.
- [6] Cooling Technology Institute, "Acceptance Test Code for Water Cooling Towers" Febrero 2000, CTI code ATC-105(00)
- [7] Kaiser AS, Lucas M. "Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower". *Int J Heat Mass Transfer* vol 48 pp 86-99.
- [8] Merkel F. *Verdunstungshuhlung*. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (VDI-Z)* 1925, pp 123-128.
- [9] J.C. Kloppers, D.G. Kröger, *Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis*, *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power* pp 127-131.
- [10] D.R. Baker, H.A. Shryock, *A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance*, *Journal of Heat Transfer ASME Technical Bulletin* pp 13.
- [11] Mohiuddin AKM, Kant K. "Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers part II: fill and other design parameters". *Int J Refrig* vol 19 pp 52-60.
- [12] Hutchison, W.K, Spivey, E. "Design and performance of cooling tower" *Trans Inst Chem Eng* (1942) 20 14-29.
- [13] McKelvey, K. K., Broke, M. "The industrial cooling tower" Elsevier, Amsterdam (1959).
- [14] M. Lucas, P.J. Martínez, A. Viedma "Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators" *Energy Conversion and Management* vol 50 pp 490-497.

Currículo corto de los autores

MC. Oskar Javier González Pedraza. Ingeniero Mecánico egresado del Instituto Tecnológico de Morelia. Con Maestría en Metalurgia con especialidad en procesos del ITM y estudiante de Doctorado en Ingeniería Mecánica de la UMSNH.

Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra. Ingeniero Mecánico egresado de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH y Doctorado obtenido en la FIMEE de la Universidad de Guanajuato, es experto en diagnóstico termoeconómico de plantas de potencia y simulación de sistemas energéticos. Ha participado en más de 40 proyectos de investigación y liderado 5 proyectos del PEI de CONACYT vinculados con el sector productivo. Es miembro del Sistema Nacional de Investigadores.

Dr. Carlos Rubio Maya. Es egresado de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH, y tiene el doctorado en Eficiencia Energética y Energías Renovables por la Universidad de Zaragoza, España. Cuenta con experiencia en el campo de generación eléctrica tanto en centrales convencionales como cogeneración y trigeneración. Actualmente desarrolla un proyecto de Innovación tecnológica (Estímulos a la Innovación Tecnológica-CONACYT) para la implementación de un campo solar a una planta de ciclo binario y utilizar los recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía del estado de Michoacán. Es miembro del Sistema Nacional de Investigadores.

Ing. Jorge Alberto Rangel Arista. Ingeniero mecánico egresado de la universidad Michoacana de san Nicolás de hidalgo. Estudiante de maestría en termo-fluidos en la UMSNH.



Two Park Avenue
New York, NY
10016-5990 U.S.A.

Tel 1-212-591-7000
Fax 1-212-591-8080
www.asme.org

12/08/15

Oskar Javier Gonzalez Pedraza
Universidad Michoacana de San Nicolas de Hidalgo
Santiago Tapia 403 Col Centro Morelia Michoacan
Morelia, Michoacan 58000
MEX

Dear Oskar Javier Gonzalez Pedraza,

This letter is to confirm your attendance and participation at the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE) (November 13 - 19, 2015) at the Hilton of the Americas in Houston, TX.

Our records indicate that you are associated with the following paper(s) on the program:
50634 Conceptual Design and Numerical Modeling of Prototype counterflow cooling tower with forced draft for Geothermal Applications..

If you should need any further documentation from ASME, please be sure to contact me directly.

Sincerely,

Jimmy Le
ASME - Program Manager

REG ID 50903

IMECE2015-50634

**CONCEPTUAL DESIGN AND NUMERICAL MODELING OF PROTOTYPE
COUNTERFLOW COOLING TOWER WITH FORCED DRAFT FOR GEOTHERMAL
APPLICATIONS**

Oskar J. González Pedraza

Universidad Michoacana de San Nicolás de
Hidalgo

Faculty of mechanical engineering
Morelia, Michoacán, Mexico
oniblueoskar@gmail.com

J. Jesús Pacheco Ibarra

Universidad Michoacana de San Nicolás de
Hidalgo

Faculty of mechanical engineering
Morelia, Michoacán, Mexico
jjpi15.pacheco@gmail.com

Carlos Rubio Maya

Universidad Michoacana de San Nicolás de
Hidalgo

Faculty of mechanical engineering
Morelia, Michoacán, Mexico
rmaya@umich.mx

Sergio R. Galván González

Universidad Michoacana de San Nicolás de
Hidalgo

Faculty of mechanical engineering
Morelia, Michoacán, Mexico
srgalvan@umich.mx

ABSTRACT

Cooling towers are widely used in temperature control in industrial processes and electricity generation processes by conventional and renewable energy methods. In this paper, it is presented an integral design of a counterflow cooling tower with forced draft for geothermal applications. The conceptual design was done in SolidWorks® software and the numerical simulation of the fluid through the tower was performed in Fluent® software. In the conceptual design were made both structural and tower elements design of the counterflow tower with forced draft. Besides, it was designed a self-drive sprinkler which distributes the water flow to be cooled inside the tower. In the mathematical model the velocity and temperature profiles were analyzed under different turbulence models that allow to increase their accuracy, as a result of this, it was able to calculate the heat transfer in the boundary layer between the walls packing and circulating air inside the tower. As a consequence could be estimate the coefficient of convective heat transfer.

Keywords: “Cooling tower”, “counterflow”.

INTRODUCTION

The most common cooling towers used in air conditioning and industry are water-cooled, therefore, the heat

and mass transfer analysis are quite relevant. The purpose of filling or packing in a tower is to provide a greater surface contact area between air and water. This area has the purpose to create a water thin film that increases the energy transfer efficiency from the water to air flow, applying crossflow or counterflow techniques [1-7].

Factors like cost and optimization should be consider in thermodynamic design of cooling towers, in this sense, the knowledge and construction of the towers are empirical in some fields. The first mathematical theories [8], were presented by Merkel, who combined the heat and mass transfer governing equations between water droplets and the surrounding air. However, this model does not take into account the mass loss by water evaporation which brings a humidity and air temperature increase.

Kröger and Kloppers [9] proposed a technique, which includes water loss by evaporation in the energy equation to predict the tower performance. The water evaporation effect, causes that the cool water flow rate decreases between the tower inlet and outlet, therefore, the water-air ratio (L/G) varies through the tower.

Furthermore, these evaporation effects were analyzed by Baker and Shryock [10], who evaluated the rate variations of

evaporated water and (L/G). They found an increase of 4.4% at 22 °C, and the evaporation loss showed an increase of 1.34% per degree.

Mohiuddin A, K, M and K. Kant [11] developed an analytical model of a cooling tower. They made a plot (air outlet temperature versus the water temperature) to compare their results with Hutchison [12] and McKelvey's [13] results. The calculation took into account the changes of water and air properties as a function of temperature.

Moreover, M. Lucas et al. [14], analyzed the tower performance, due to the type of packing and drift eliminators. They compared various types of drift eliminators against the tower characteristics. They presented the L/G ratio against the tower characteristic results in a plot, showing that the drift eliminators has great influence on the tower performance under the same operating conditions.

In geothermal applications during the operation of the tower is normal for the packing gets dirty, due to water impurities such as salts and minerals or the same environment, creating a limescale that affects water flow and heat transfer. Therefore, the formation of limescale greatly affects the capacity and efficiency of the cooling towers operation. To avoid these drawbacks, it is been proposed some redesigns in cooling towers in order to reduce the creation of limescale [14].

At present, there are some cooling towers (SCT, Shower Counterflow Tower) that completely eliminate the limescale problem, removing the packing and sprinkling water droplets as small as possible inside the tower. This model breaks with the approximation conventional scheme of cooling towers to improve the distribution of spray water. For these new concepts some researchers have been analyzing the behavior of the water drop inside the towers, [1, 3, 8, 9, 10].

Conceptual Design.

The cooling tower prototype designed in the present paper corresponds to a counterflow cooling tower with forced draft, whose conceptual design is shown in **Figure 1**. The cooling tower has one sprinkler and operates with a single axial fan, which is mounted at the bottom of the system, right in the center of the nozzle as shows the **Figure 2**. The cooling tower has a water pump with a bypass system to regulate the water flow, in order to analyze the tower performance under various flow conditions. Moreover, the air flow inside the cooling tower is regulated using an axial fan, which is powered by a synchronous motor.

Inside the tower, air-water deflectors were installed, whose function is to receive the descending fluid and direct it to a collector in the interior of the tower, to allow the passage of counterflow air from the fan.

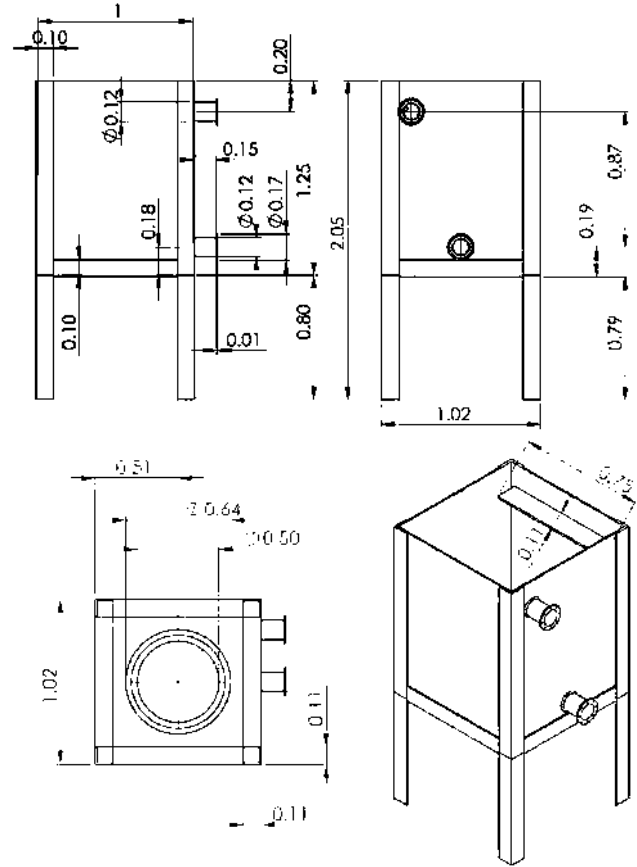


Fig 1. Sizing of the prototype cooling tower.

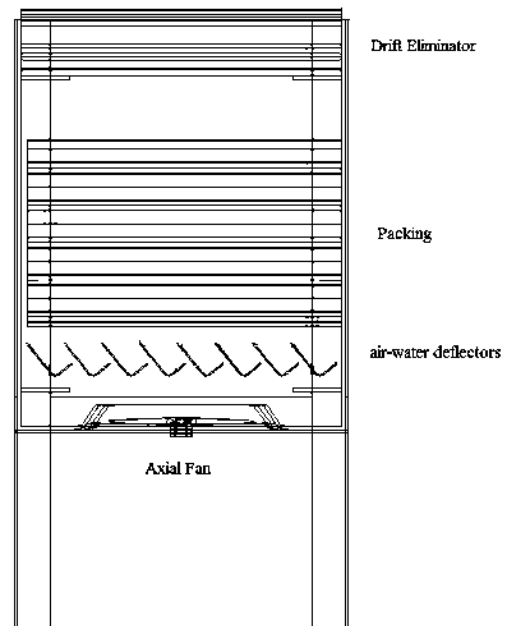


Fig 2. Inside scheme proposed tower.

Another essential device for cooling towers are the sprinklers, which exist in different configurations and sizes. In the present work was designed a self-powered sprinkler that allows the

dispersion of fluid in small particles. The conceptual design of this sprinkler is shown in **Figure 3**.

The result of the comprehensive conceptual design of the cooling tower can be viewed in **Figure 4**. Also, it shows the filling, the droplet separator, the air-water deflectors, and the sprinkler.

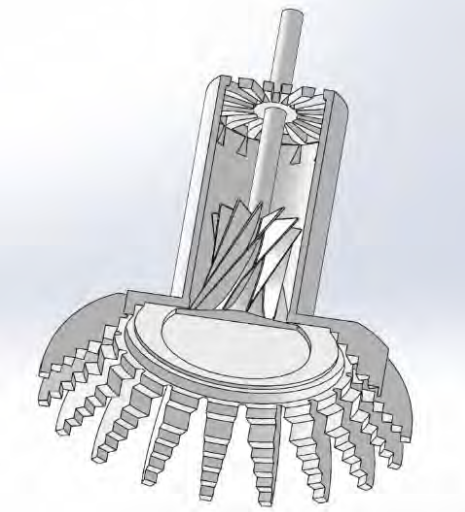


Fig 3. Sprinkler concept.



Fig 4. Concept of cooling tower.

Mathematical Modeling.

Fluid Flow Model: This model was developed to compute velocity and temperature fields over the entire computational domain totally filled with air. It was assumed that the main driving forces was the air fan.

The Eulerian model is the most complex and general frame to solve multiphase flow. In this model, momentum and continuity equations were resolved for each phase. The coupling between the momentum equations for each phases were achieved by a pressure implementation or an interfacial transfer term, depending on the phase types present in the system.

The description of the multiphase flow as a continuous phase of interpenetration which incorporates the concept of volume fraction, which is denoted as α . The fraction volume represents the volume occupied by each phase, in which mass and momentum conservation must be met for each phase.

Thus, the volume of phase i , denoted as V_i , is defined as:

$$V_i = \int_V \alpha_i dV \tag{1}$$

The "total" volume fraction in the domain is subject to the following restriction:

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1 \tag{2}$$

The formulation Eulerian-Eulerian model is based in an assembly of instantaneous local mass and momentum equations for each phase along with the respective conditions of interfacial contact.

The governing equations correspond to the conservation of energy, momentum and mass; all of them can be represented by the following expression, in rectangular coordinates.

The continuity equations (mass conservation) for the water phase is:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_w \rho_w) + \nabla \cdot (\alpha_w \rho_w \bar{v}_w) = 0 \tag{3}$$

And for the air phase:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_a \rho_a) + \nabla \cdot (\alpha_a \rho_a \bar{v}_a) = S_a \tag{4}$$

Momentum equations.

The momentum balance for the water phase is:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_w \rho_w \bar{v}_w) + \nabla \cdot (\alpha_w \rho_w \bar{v}_w \bar{v}_w) = -\alpha_w \nabla p + \nabla \cdot (\alpha_w \mu_{eff,w} (\nabla \bar{v}_w + (\bar{v}_w)^T)) + \alpha_w \rho_w \bar{g} + \bar{F}_w \tag{5}$$

While for the air phase, it is:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_a \rho_a \bar{v}_a) + \nabla \cdot (\alpha_a \rho_a \bar{v}_a \bar{v}_a) = -\alpha_a \nabla p \\ + \nabla \cdot (\alpha_a \mu_{eff,a} (\nabla \bar{v}_a + (\bar{v}_a)^T)) + \alpha_a \rho_a \bar{g} + \bar{F}_a \end{aligned} \quad (6)$$

Where, the subscripts *w y a* refer to the water and air phase, respectively, ρ is the density, v is the velocity vector, α is the volume fraction, g is the gravitational force, p is the pressure, and μ_{eff} is the effective viscosity which is calculated from the molecular viscosity, μ , and the eddy viscosity, μ_t , as follows:

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t \quad (7)$$

In the momentum equations are important terms to be modeled: the term S_g , associated with interfacial mass transfer, and the terms F_w and F_a representing the momentum transfer associated with the interfacial forces acting on a phase due to the presence of the other phase.

The energy equation is also shared among air–water phases as expressed in

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\bar{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (8)$$

$$E = \frac{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q} \quad (9)$$

Where each phase is based on the specific heat of that phase and the shared temperature. The properties and k_{eff} (effective thermal conductivity) are shared by the phases. The source term, S_h contains contributions from heat sources.

In the k - ε turbulence model, the scale of turbulent velocity is calculated from the turbulent kinetic energy (k), which is provided by the solution of the transport equation. Meanwhile, the scale of turbulent length is estimated from the turbulent kinetic energy dissipation rate (ε), which is provided to solve the transport equation. The transport equations for k and ε in this model are:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_a \rho_a k_a) + \nabla \cdot (\alpha_a \rho_a \bar{v}_a k_a) = \quad (10)$$

$$\nabla \cdot \left(\alpha_a \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k_a \right) \right) + \alpha_a (P_a - \rho_a \varepsilon_a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_a \rho_a \varepsilon_a) + \nabla \cdot (\alpha_a \rho_a \bar{v}_a \varepsilon_a) = \quad (11)$$

$$\nabla \cdot \left(\alpha_a \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon_a \right) \right) + \alpha_a \frac{\varepsilon_a}{k_a} (C_{a1} P_a - C_{a2} \rho_a \varepsilon_a)$$

In which, μ_t is the eddy viscosity of the gas phase and P_g is the production of turbulence, due to viscous stresses, which are calculated as follows:

$$\mu_t = C_\mu \rho_a \left(\frac{k_a^2}{\varepsilon_a} \right) \quad (12)$$

$$P_k = \mu_t \nabla \bar{v}_a (\nabla \bar{v}_a + \nabla \bar{v}_a^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{v}_a (3 \mu_t \nabla \cdot \bar{v}_a + \rho_a k_a) \quad (13)$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1.42 - f_n \quad (14)$$

$$f_n = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38} \right)}{1 + \beta \eta^3} \quad (15)$$

$$\eta = \frac{P_a}{\rho_a C_\mu \varepsilon_a} \quad (16)$$

Where the continuous phase of the model is the surrounding air inside the tower driven by a forced draft fan at bottom of the cooling tower. The second phase is the water, it is adhered to the walls of the packing and where energy transport exists, due to the convective phenomena by the speed and temperature differences between the phases.

The packing and drift eliminator have a no-slip function on the walls. At top is a condition of outlet atmospheric pressure. Water inlet temperature is 320.13 K, air inlet temperature is 303.13 K, and air inlet velocity is 1.5 m/s.

RESULTS AND DISCUSSION

For the tower mathematical modeling was used an orthogonal mesh considering the packing and drift eliminator inside the tower. The mesh profile shows the entrance area of the air at the bottom of the cooling tower, and the top represents the fluid outlet, in this case air, (**Figure 5**). Although, the geometry apparently looks simple, the mesh is quite fine, due to the small distances between the packing and the drift eliminator. This 2D mesh was performed in a commercial software mesh generator, Gambit®. A water sprinkler (injects hot water for its cooling) is located in the space between the packing and the drop separator.

Figure 6 shows the pressure contours inside the cooling tower. The tower is a counterflow system with forced draft where at the cooling air inlet is the higher pressure. There is a pressure loss as the air goes through the packing and drift eliminator, due to the no slip boundary condition in the internal parts of the cooling tower.

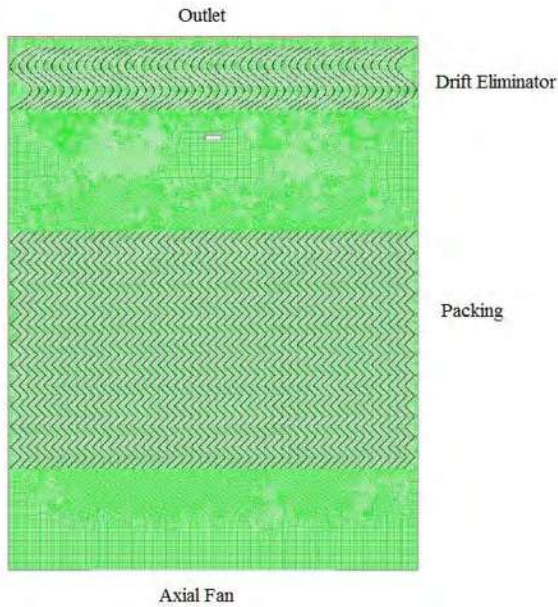


Fig 5. Mesh inside the cooling tower countercurrent flow forced draft.

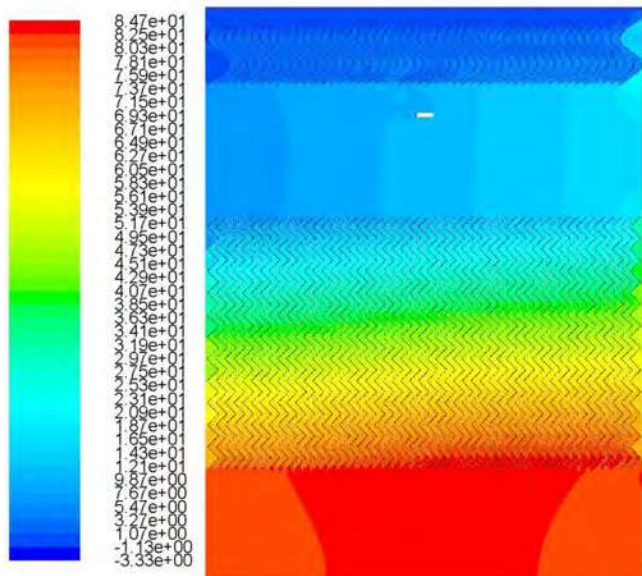


Fig 6. Contours air pressure inside the tower.

The air velocity profiles inside the cooling tower can be seen in **Figure 7**. These profiles show that the highest velocities are at fan inlet, and how the air suffers a velocity decrease as advances through the tower devices, due to the no-slip condition over the wall of internal devices. At the packing area is where major loss of momentum happens, due to the close spacing between the different lamellas in zigzag from the packing. Also, the lamellas increase the air pressure drop. The drift eliminator area is short, which causes a velocity loss.

From the analysis of the velocity profiles, it was initially determined that the κ - ϵ turbulence model implemented was

unable to predict the profile of actual velocity near the wall of the devices, due to this model determined linear velocity profiles inside the boundary layer. Consequently, it was necessary to implement and tested different turbulence models to obtain a better behavior of the convective phenomenon. The turbulence models analyzed were κ - ϵ realizable, RNG, κ - ω , and κ - ω sst. **Figure 8** shows the fluid velocity behavior along the cooling tower applying the 5 turbulence models describe above, it can be seen that the model ω - κ sst present a velocity nonlinear profile which presents a great attachment to the real physical phenomenon. **Figure 9** shows the extended detail of the velocity profile in the tower packing area under the same operating conditions. **Figure 10** shows the fluid behavior in the drift eliminator.

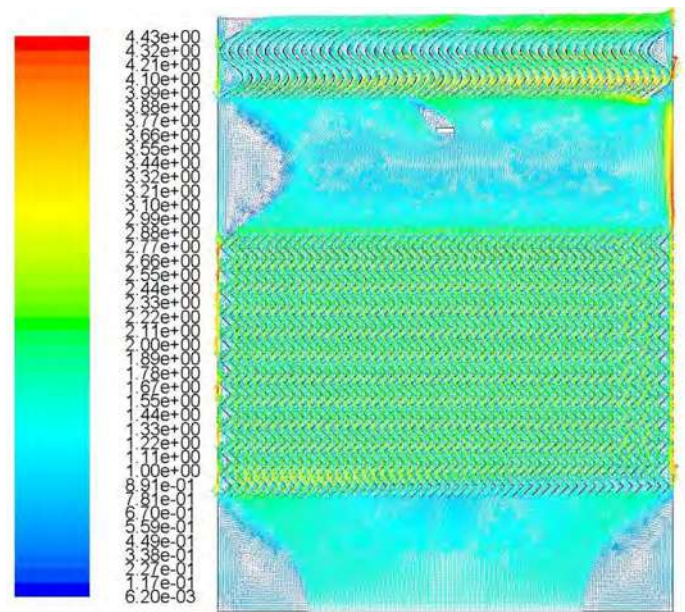


Fig 7. Air velocity profile within the cooling tower.

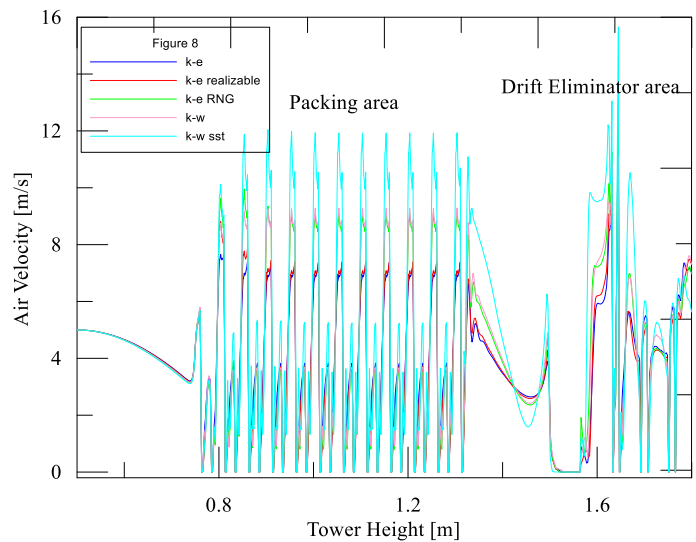


Fig 8. Velocity profile within the tower.

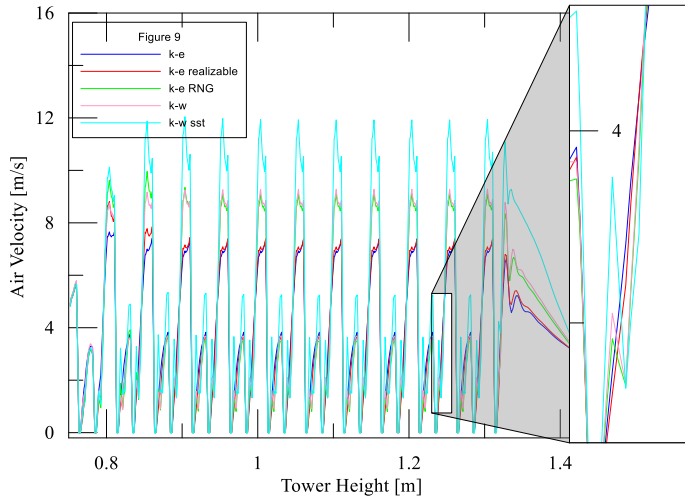


Fig 9. Velocity profile in the area of the tower fill.

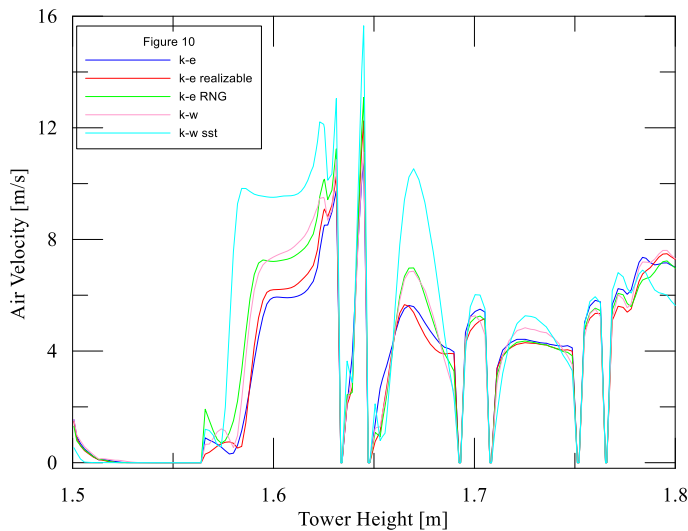


Fig 10. Velocity profile in the droplet separator.

Once the water is dispersed by the sprinkler, it falls into packing area where circulates in liquid state, due to the nature of the circulation cooling water. The convective phenomenon which occurs through the walls with large area of contact between the phases, is created by the temperature and velocity difference of the phases. In **Figure 11** is shown the temperature profile inside the cooling tower.

The transport mechanism of energy in this area is given by forced convection due to the velocity differences in the boundary layer of the phases. Therefore, it was necessary to increase the accuracy in the velocity calculation to obtain better results in both the heat transfer and the convective heat transfer coefficient.

In order to visualize the energy transfer process between the phases, the following boundary conditions were considered: water inlet temperature 320.13 K, air inlet temperature 303.13

K and air inlet velocity 1.5 m/s. It was employed the standard atmospheric pressure at tower exit for the boundary condition of outlet pressure.

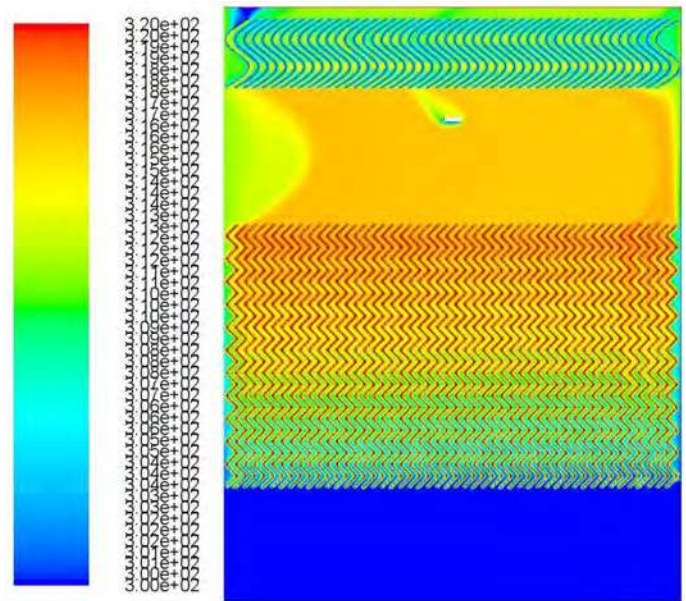


Fig 11. Temperature profile within the cooling tower.

Figures 12, 13, and 14 show how the air temperature rise as it goes up along the tower. **Figure 13** shows the packing section and **Figure 14** illustrates the drift eliminator section. The maximum temperatures presented were 320 K for water and 316 K for the air outlet temperature. The above manifests heat transfer between the phases, It was possible to obtain the heat transfer coefficient profiles between the phases.

Once obtained the velocity and temperature profiles was possible to calculate the average values of the heat transfer convective coefficient inside the tower, as shown **Table 1**. As it expected by the models employed the lowest value belongs to $\kappa\text{-}\omega$ sst model, due to the improvement in the velocity calculations over the air-water boundary layer, because other models consider the velocity as an average of the mean flow of the boundary layer.

Table 1. Average overall convective heat coefficient.

Convective Heat Transfer coefficient	[W/m ² K]
$\kappa\text{-}\epsilon$	29.5986
$\kappa\text{-}\epsilon$ realizable	29.4874
$\kappa\text{-}\epsilon$ RNG	28.8576
$\kappa\text{-}\omega$	28.8582
$\kappa\text{-}\omega$ sst	28.4552

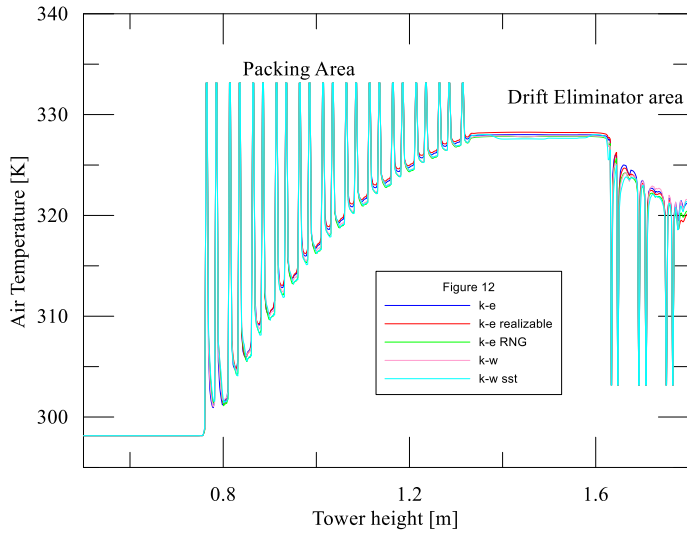


Fig 12. Temperature profile inside the tower.

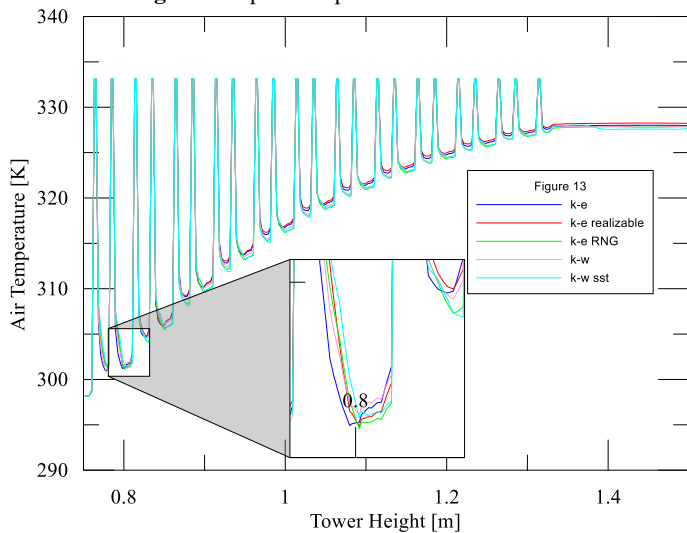


Fig 13. Temperature profile in the packing.

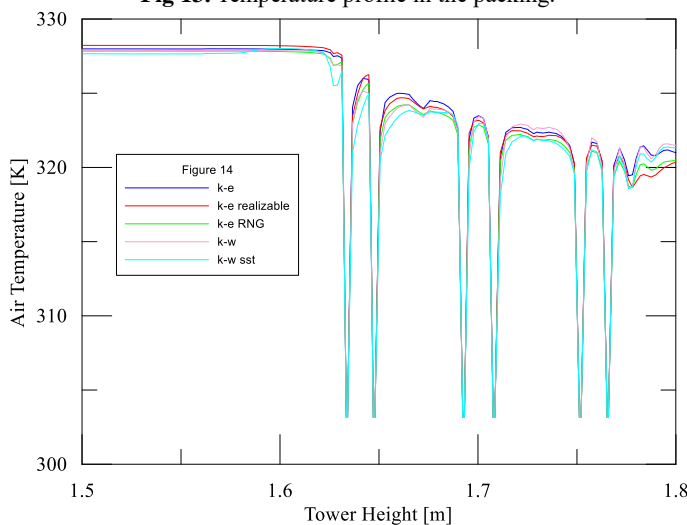


Fig 14. Temperature profile in the drift eliminator.

Figure 15 shows the profile of convective heat transfer coefficient inside the tower. The minimum value of the coefficient is $2.61573 \text{ W/m}^2\text{K}$ and the maximum value found was $72.54 \text{ W/m}^2\text{K}$. The smallest value is close to the water-air interface and the highest value would be located in the air phase outside the boundary layer. The peak values of the convective heat transfer coefficient is due to the type of turbulence model used.

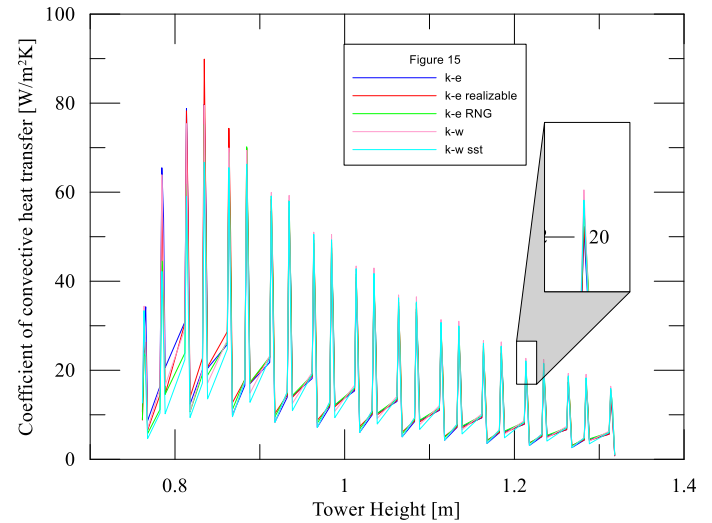


Fig 15. The coefficient of convective heat the tower.

CONCLUSIONS

The development of the conceptual model proposed in this work allowed to model numerically the behavior of heat transfer process in a counterflow cooling tower with forced draft for geothermal applications, in a scale 1:1. Therefore, it was possible to design comprehensively all tower concept, both internal and external attachments. In mathematical modeling, the κ - ϵ turbulence model presented an interaction limitation in the interface of the phases, so it was necessary to assess other models to improve the velocity calculations in the water-air interface. With this, the heat transfer between the phases allowed an improvement in the modeling of heat convection phenomena in the interface between the working fluid and the cooling fluid, therefore, it was allowed the computation of the average convective heat transfer coefficient inside the tower, which it was the objective of the present work.

NOMENCLATURE

- C_p : Heat capacity
- k_{eff} : Effective thermal conductivity
- h : Convective heat transfer coefficient
- m : Mass
- α : the volume fraction.
- g : gravitational force.
- p : pressure.

μ_{eff} : effective viscosity.
 μ : molecular viscosity.
 μ_t : Turbulence viscosity or eddy viscosity.
Pr: Prandtl number
Re: Reynolds number
 T : Temperature
 t : Time
 X : Distance
 V : Velocity
 ρ : Density
 k : turbulent kinetic energy
 ε : turbulent kinetic energy dissipation rate

Subscripts
 w water
 a air

REFERENCES

- [1] X.Qi, Z. Liu, D. Li, "Performance characteristics of a shower cooling tower" Energy Conversion and Management, Vol 48, 2007 pp. 193-203.
- [2] R. Rao, V. Patel. "Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling tower using artificial beecolony algorithm", Energy Conversion and Management, Vol 52 pp. 2611-2622.
- [3] Mohiuddin AKM, Kant K. "Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers part I: selection and tower characteristics". Int J Refrig vol 19 pp 43–51.
- [4] Satoshi Yajima. "Experimental performance of the shower cooling tower in Japan". Renewable Energy vol 10 pp 79–83.
- [5] Fisenko SP, Brin AA, Petruichik AI. *Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower*. Int J Heat Mass Transfer vol 47 pp. 65–77.
- [6] Cooling Technology Institute, "Acceptance Test Code for Water Cooling Towers" Febrero 2000, CTI code ATC-105(00).
- [7] Kaiser AS, Lucas M. "Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower". Int J Heat Mass Transfer vol 48 pp 86–99.
- [8] Merkel F. *Verdunstungshuhlung*. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (VDI-Z) 1925, pp 123–128.
- [9] J.C. Kloppers, D.G. Kröger, *Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis*, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power pp 127-131.
- [10] D.R. Baker, H.A. Shryock, *A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance*, Journal of Heat Transfer ASME Technical Bulletin pp 13.
- [11] Mohiuddin AKM, Kant K. "Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers part II: fill and other design parameters". Int J Refrig vol 19 pp 52–60.
- [12] Hutchison, W.K, Spivey, E. "Design and performance of cooling tower" Trans Inst Chem Eng (1942) 20 14-29.
- [13] McKelvey, K. K., Broke, M. "The industrial cooling tower" Elsevier, Amsterdam (1959).
- [14] M. Lucas, P.J. Martínez, A. Viedma "Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators" Energy Conversion and Management vol. 50 pp 490–497.



Research Paper

Numerical study of the drift and evaporation of water droplets cooled down by a forced stream of air

Oskar Javier González Pedraza, J. Jesús Pacheco Ibarra, Carlos Rubio-Maya*, Sergio Ricardo Galván González, Jorge Alberto Rangel Arista

Faculty of Mechanical Engineering, Edif. W, Central Campus, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Morelia, Michoacán C.P. 58030, Mexico

HIGHLIGHTS

- A numerical simulation of water droplets falling in a forced air stream was performed.
- Suitable size of water droplets for reducing drift and evaporation was estimated.
- Mass evaporated was between 0.2 and 1.2% of the total droplet mass.
- Droplet diameters between 4 and 10 mm are suitable for reducing water losses.
- Diameter higher than 3 mm and air velocities lower than 5 m/s avoid drifting.

ARTICLE INFO

Keywords:

Numerical simulation
Water losses
Water droplets
Evaporation
Drift

ABSTRACT

Evaporation is the basic heat transfer mechanism to reduce temperature of water in a cooling tower. Drift is a phenomenon in which water particles are carried by the leaving air stream causing water losses. In both processes the droplet size plays an important role for an effective cooling and minimum losses. A numerical simulation of water droplets falling in a forced air stream was performed by means of an Eulerian-Lagrangian reference framework. The aim of this work is to investigate water droplet size, inlet air temperature and inlet air velocities that reduce water losses. Particularly, the study is focused on the assessment of water losses caused by evaporation, as well as to determine the suitable size of water droplets for reducing water losses caused by drift. The mathematical model includes improvements to represent in a more realistic manner the heat and mass transfer mechanisms. One of these improvements is related to the convective heat transfer coefficient that for this study varies according to the temperature as well as to the instantaneous velocities of the continuous and dispersed phases. The results show that the amount of mass evaporated for particles of 1 mm in diameter was around 1.2% of the total droplet's mass. On the contrary, for particles of 8 mm that percentage was around 1% for the same residence time. Results also indicate that the minimum diameter of water droplets should be higher than 3 mm and air velocities lower than 5 m/s, in order to avoid drifting.

1. Introduction

Cooling towers are devices widely utilized in industry to dissipate heat from different heat rejection components and processes to the ambient air. Since the basic heat transfer mechanism to reduce water's temperature is the process of evaporation, significant amounts of water are demanded. Losses of water are essentially found in three ways: evaporation, drift and blowdown, being evaporation and drift the most significant. In a cooling tower the energy performance and amount of water losses depend on the correct design and proper management of recirculated water. Therefore, both aspects require a comprehensive

understanding of the heat and mass transfer mechanisms occurring between air and water, which in turn allow improvements for reduction of water consumption and for achieving better thermal performance.

Merkel [1] introduced the first mathematical theory about cooling towers that describes the heat and mass transfer phenomena between water droplets and air flowing inside the cooling tower. Although this theory is the most employed for sizing and performance estimation of cooling towers, water losses due to evaporation are not considered. Such a process is relevant because it causes an increase of temperature and moisture inside the cooling tower. Since Merkel's model does not

* Corresponding author at: Group of Energy Efficiency and Renewable Energy (GREEN-ER), Mexico.
E-mail address: rmaya@umich.mx (C. Rubio-Maya).

Nomenclature

A_p	droplet surface area, m^2
b	buoyancy factor
B_m	Spalding mass transfer number
C_D	drag coefficient
C_{pv}	specific heat capacity of droplet vapor, $J/kg\ K$
D_p	drag force, N
d_p	droplet diameter, m or mm
F	Frossling correction for mass transfer
F_m	Momentum source term, $kg/m^2\ s^2$
g	gravitational acceleration, m/s^2
h	convective heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
k_v	thermal conductivity of droplet vapor, $W/m\ K$
m_p	mass of the droplet, kg
Nu	Nusselt number
P	pressure, kPa
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
S	source term in energy equation, $kg/s^3\ m$
Sm	source term in continuity equation, $kg/m^3\ s$
t	time, s
T_g	temperature of surrounding air, K

T_p	temperature of the particle, K
U	air velocity, m/s
U_c	continuous-phase velocity, m/s
U_p	particle velocity, m/s
V	velocity, m/s

Greek symbols

γ	thermal expansion coefficient
ε	dissipation rate
Φ	relative humidity
μ_a	air viscosity, Ns/m^2
ν	kinematic viscosity, m^2/s
ρ	density, kg/m^3
τ	shearing-stress

Subscripts

a	air
eff	effective
w	water
in	inlet
out	outlet or exit

completely describe the heat and mass transfer phenomena, some other theories and mathematical models can be found in literature. Kloppers and Kroger [2] suggested a predictive technique considering the water losses caused by evaporation in the energy equation. Afterwards, Baker and Shryock [3] analyzed the same effect, finding that losses of water by evaporation increased 1.34% for every degree of temperature rise. Mohiuddin and Kant [4] developed an analytical model of the behavior of a cooling tower, including correction factors that improved the estimation of the water mass losses. These correction factors were developed considering variable thermal properties of air and water. Tan and Deng [5] presented a method for evaluating the heat and mass transfer characteristics in a reversibly used water cooling tower. The method was developed adding some modifications to the Merkel's equation. More recently, a simple thermodynamic model for analyzing the heat and mass transfer processes occurring in a cross flow wet cooling tower was developed by Naik and Muthukumar [6]. This model allows a quick calculation of the performance characteristics in terms of known inlet parameters. In this case, variations of thermo-physical properties of the fluids with respect to temperature were considered negligible.

Numerical modeling and numerical simulation based on Computational Fluid Dynamics (CFD) have proved to be effective tools for understanding the heat and mass transfer mechanisms present in cooling towers. Halasz [7] and Bourouni et al. [8] reported a numerical study of the water evaporation in a cross flow cooling tower. The losses of water by evaporation were found at 5.1% of the total amount of water entering to the cooling tower. Consuegro et al. [9] have developed a CFD numerical modeling for simulating the drift and deposition of water droplets emitted to a urban environment by a mechanical draft cooling tower. Afterwards, Sánchez et al. [10] have simulated the lifetime of particles under different atmospheric and droplets conditions, using the same experimental facility utilized by Consuegro et al. [9]. Both investigations defined a Eulerian-Lagrangian model to simulate the air-water droplet motion. The droplets under study were those released from the cooling tower. Klimanek et al. [11] presented a three-dimension CFD modeling of natural wet-cooling tower with flue gas injection. The multiphase flow in the rain zone was solved using Euler-Euler approach. The correlation of Ranz and Marshall was used to determine heat transfer, while the correlation of Schiller and Naumann was used to determine the drag coefficient. In the study of Klimanek

et al. [11], it was assumed a constant droplet diameter of 5.5 mm. Velandia et al. [12] studied the air flow dynamics in a cooling tower. The complexity of the flow in some elements of the cooling tower such as the filmic fill and the drift eliminator was simplified assuming those components as porous media.

Considering only the water droplet flow behavior, a few experimental and numerical studies have reported the heat and mass transfer processes. Guella et al. [13] and Tissot et al. [14] performed an experimental study to obtain velocity profiles of free-falling droplets. Particularly, Tissot et al. [14] carried out a numerical study about the behavior of water droplets in an evaporative condenser. The simulations were conducted by means of multiple water-air phases modeled as an Eulerian-Lagrangian reference framework. Later, based on the kinetic model along with the mass and heat transfer models, Qi et al. [15] have developed a one dimensional model for studying the motional process and evaporative cooling process occurring at the water droplet in a shower cooling tower. They conclude that the diameter of the water droplets is the most apparent factor affecting the cooling process. Lorenzini and Saro [16] reported an interesting study about evaporation of water particles. Although the study is not directly related to cooling towers, the heat and mass transfer processes of falling droplets surrounded by quiet air were studied to determine the percentage of mass losses. Finally, Terblanche et al. [17] reported an experimental apparatus and a measurement technique developed for determining the drop size distributions in a counterflow rain zone. The air and water flow rates were varied to investigate the influence on droplet size, encountering that droplet distribution varies in diameter from 0.25 mm to 9.75 mm.

The investigations above mentioned have contributed in great extent to the knowledge of the complex mechanisms of heat and mass transfer that take place in cooling towers. Nevertheless, some other important aspects need to be further investigated for other particular conditions. One of those aspects are the water losses caused by evaporation and drift. In addition, a number of adopted assumptions also require some refinements. Such as the convective heat transfer coefficient that is commonly assumed constant [6]. On the other hand, in order to estimate values of the convective heat transfer coefficient more accurately, the modeling of the heat transfer process requires to evaluate the instantaneous velocities of water droplets and air.

In this work, a numerical simulation of the heat and mass transfer

mechanisms of water droplets falling in a counterflow stream of air is performed. The main objective is to determine the influence of the droplet size, inlet air temperature and inlet velocities on the water losses caused by evaporation and drift. Since the heat and mass interactions between water droplets and air are considered for simulation, the model includes a number of important improvements to have more accurate results: (1) Water to be cooled down is considered as a group of individual droplets instead of a bulk flow. (2) The particle Re and Nu numbers are calculated depending on the velocity and position of the water droplets present in the dispersed phase, as well as on the velocity of the continuous phase. (3) The convective heat transfer coefficient between water droplets and air is calculated considering the relative velocity between phases and mass variations due to the reduction of the water droplet size.

Based on these proposed improvements, the effect of inlet air velocity and inlet water temperature on the water droplet diameter can be more accurately estimated. Thus, by tracking the diameter reduction of the water droplets, the water losses caused by evaporation and drift can be estimated.

2. Mathematical approach

The conceptual model of the water and air flowing in opposite directions is depicted in Fig. 1. The continuous phase corresponds to the air flowing from the bottom to the top, assuming that is forced upwards by means of several fans placed at the bottom. The dispersed phase is formed by the water droplets that are uniformly discharged by means of sprinklers placed at the top. This situation is typically found in counterflow cooling towers.

The mathematical approach proposed for modeling the evaporation and drift is based on two reference frameworks. The first one is a Lagrangian reference framework that allows modeling the motion of water droplets falling, i.e. the dispersed phase. The second one is an Eulerian reference framework applied to the continuous phase (air flow), that provides information about the global behavior of air flowing upwards. The framework adopted for the continuous phase is also convenient to reduce modeling complexity. The following set of assumptions are considered for modeling the motion of water droplets

falling in a counterflow stream of air:

1. Air flows in steady state.
2. Water droplets are assumed spherical [18].
3. Thermodynamic and transport properties of water and air vary with temperature.
4. Heat losses across the boundaries of the system are neglected.
5. Inlet air velocity profile is uniformly distributed at the bottom of the system.
6. The dragging forces acting on the water droplet are taken into account.

The governing equations for the two reference frameworks adopted in this study are described in the following section.

2.1. Governing equations for the continuous phase (Air)

The air stream can be described by the continuity, momentum and energy equations. The Eq. (1) represents the continuity equation for the air flow:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = S_m \tag{1}$$

The equation that describes the momentum is expressed by Eq. (2):

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} = -\nabla \cdot \rho V V + \nabla \cdot \tau + \rho F_b - \nabla P - F_{fric} + F_m \tag{2}$$

Eq. (3) for momentum in the x-direction is expressed as:

$$\nabla \cdot \mu_{eff} \nabla v_x - \nabla \cdot (\rho v v_x) - \frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial \rho v_x}{\partial t} \tag{3}$$

Eq. (4) stand for the y-direction, which is the direction where buoyancy forces are present:

$$\nabla \cdot \mu_{eff} \nabla v_y - \nabla \cdot (\rho v v_y) - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho \gamma g (T - T_0) = \frac{\partial \rho v_y}{\partial t} \tag{4}$$

Finally, for the z-direction:

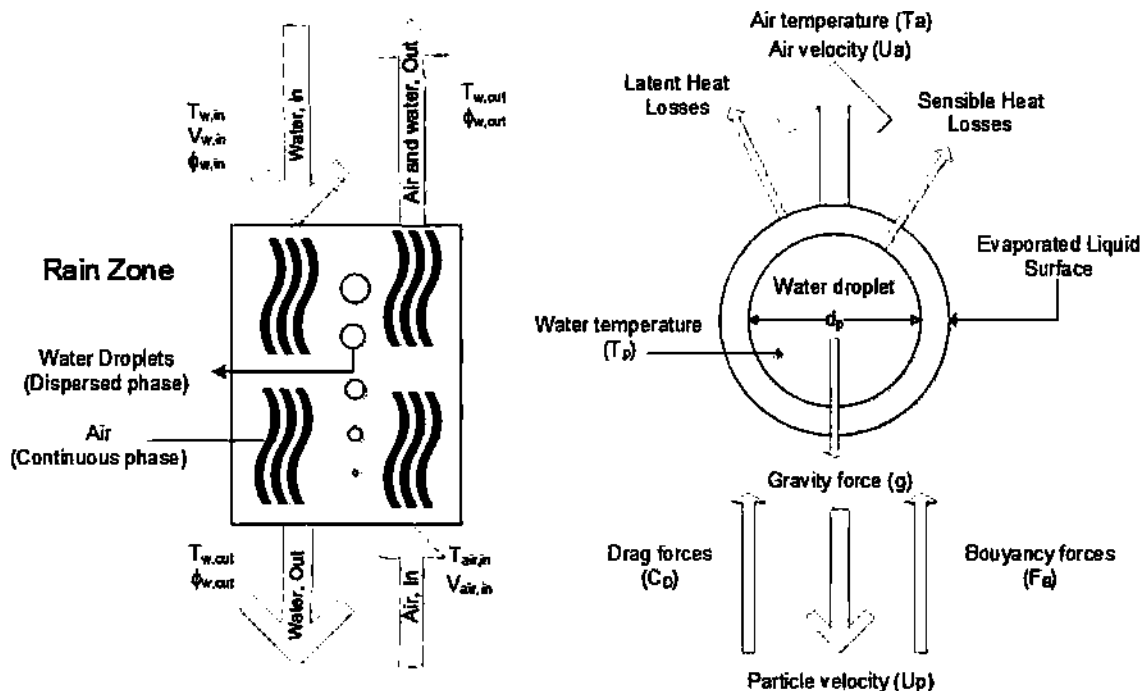


Fig. 1. Conceptual model of water droplets falling in a counterflow stream of forced air.

$$\nabla \cdot \mu_{\text{eff}} \nabla v_z - \nabla \cdot (\rho v v_z) - \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial \rho v_z}{\partial t} \quad (5)$$

On the other hand, the energy equation is given by Eq. (6):

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) - \nabla \cdot (\rho C_p T V) + S \quad (6)$$

It should be considered that an exchange of mass, momentum and enthalpy might occur for particles falling into the stream of air. Therefore, source terms must be added to the continuity, momentum and energy equations for continuous-phase to represent these transfers. S_m represent the source term in the continuity equation given by Eq. (1), F_m is the source term in the momentum equation (Eq. (2)) and Eq. (6) shows how the source term, S , is considered in the energy equation.

In addition, the continuous phase includes a κ - ε turbulence model proposed by Launder and Spalding [19]. This turbulence model is used due to the geometric simplicity, which is also a model applied for solving the local turbulent viscosity. The governing transport equations for the turbulent kinetic energy, κ , and the rate of dissipation of the turbulent kinetic energy, ε , can be represented as follows:

$$\rho_a \frac{\partial \kappa}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_a V_a \kappa) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\kappa} \nabla \kappa \right] + \rho (G - \varepsilon) \quad (7)$$

$$\rho_a \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_a V_a \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] + \rho_l (C_1 G - C_2 \varepsilon) \quad (8)$$

The source term for the turbulent kinetic energy, G , is given by the Eq. (9).

$$G = \mu_{\text{eff}} \left\{ \begin{aligned} &2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 \right] + \\ &+ \left(\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

The effective viscosity, μ_{eff} , is defined by the Eq. (10) as:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (10)$$

where μ is the molecular viscosity and μ_t the turbulent viscosity, which is computed by combining κ and ε terms as follows (Eq. (11)):

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu \kappa^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

C_1 , C_2 , σ_κ , σ_ε and C_μ are constants, whose values are empirically determined. The corresponding values are: $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $\sigma_\kappa = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ and $C_\mu = 0.09$, respectively [19].

2.2. Governing equations for the dispersed phase (water droplets)

Unlike the Eulerian model, that models the continuous phase entirely, the dispersed phase is more convenient to be modeled in a Lagrangian reference framework. This framework provides information such as: particle trajectory, temperature variations, phase changes and water mass losses by evaporation [16], and allows estimating the evaporation losses by tracking the diameter variation of water droplets. In other words, a decrease in the particle diameter can be directly related to a mass loss.

The mathematical representation of the particle kinetics using a Lagrangian framework leads to ordinary differential equations that once solved describe the change in position, velocity, mass, and temperature of particles. However, errors may result from particles only exchanging momentum and heat within the continuous phase. This means that the Lagrangian equations used for describing particles must account the exchange of momentum and heat between both phases, including as well the effect of phase change and diameter variation. This is accomplished by the interaction of source terms between the Euler and Lagrange approaches. In other words, the continuous and discrete phase equations are coupled by the source terms of the

conservation equations. A detailed explanation of the coupling can be consulted in [20] (omitted here due to space limitations).

Fig. 1 also shows the forces and variables involved in a single water droplet. Momentum and energy equations can be obtained based on the proper interaction among all forces and heat exchanged between the droplet and the air.

The instantaneous velocity of the particle is given by Eq. (12) and is calculated by means of the momentum equation (Eq. (13)). The term on the left side represents the rate of momentum associated to the particle and the three terms on the right side correspond to the different forces acting on the particle: drag, buoyancy and forces associated to the continuous-phase, respectively.

$$\frac{dx_p}{dt} = U_p \quad (12)$$

$$m_p \frac{dU_p}{dt} = D_p (U - U_p) + m_p b g - V_p \nabla_p \quad (13)$$

In Eq. (13), U is the velocity of the continuous phase composed by the time-averaged continuous-phase velocity (U_c) and the turbulent velocity fluctuation (U'_c) calculated from the local turbulence conditions:

$$U = U_c + U'_c \quad (14)$$

A stochastic model must be established to simulate the effect of chaotic turbulence on the trajectory of particles since drift forces are considered. The stochastic model allows prediction of bouncing of particles due to turbulence and Eddies present in the continuous phase.

The drag function, D_p , acting on the water droplet is represented by Eq. (15), where A_p is the projected area of the particle.

$$D_p = \frac{1}{2} \rho A_p C_D |U - U_p| \quad (15)$$

C_D is a drag coefficient between the fluid and the particle and can be computed based on a correlation reported by Clift et al. [21]: $C_D = \frac{24}{Re_p} (1 + 0.15 Re_p^{0.687}) + \frac{0.42}{1 + 4.25 \times 10^4 Re_p^{-1.16}}$ (16)

The evolution of the mass of the particle, m_p , is described by the particle mass equation (Eq. (17)):

$$\frac{dm_p}{dt} = -\pi d_p \frac{k_v}{C_{p_v}} Nu \ln(1 + B_M) \quad (17)$$

In Eq. (17), k_v is the thermal conductivity of the vapor phase produced by evaporation of the droplet, C_{p_v} is the specific heat capacity of that vapor and B_M is the Spalding mass number that is a function of vapor mass fraction at droplet surface and in the air. The Nusselt number, Nu , is determined from the following correlation:

$$Nu = 2(1 + 0.3 Re_p^{0.5} Pr^{0.33}) \cdot F \quad (18)$$

In Eq. (18), Pr is the laminar Prandtl number for the continuous phase and F is the Frossling correction for mass transfer given in terms of the Spalding mass number B_M , Eq. (19) and Eq. (20), respectively. Y_{vs} is the mass fraction of vapor at the surface of the droplet and $Y_{v\infty}$ is the mass fraction of vapor in the gas surrounding the droplet [22].

$$F = \frac{1}{B_M} \ln(1 + B_M) \quad (19)$$

$$B_M = \frac{Y_{vs} - Y_{v\infty}}{1 - Y_{vs}} \quad (20)$$

Finally, the equation that describes the energy exchange between the particle and the air takes the next form:

$$m_p C_{p_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = h_{f_g} \frac{dm_p}{dt} + h A_p (T_g - T_p) \quad (21)$$

In Eq. (21), the left-hand side term represents the energy accumulation of the particle. The two terms on the right side represent the

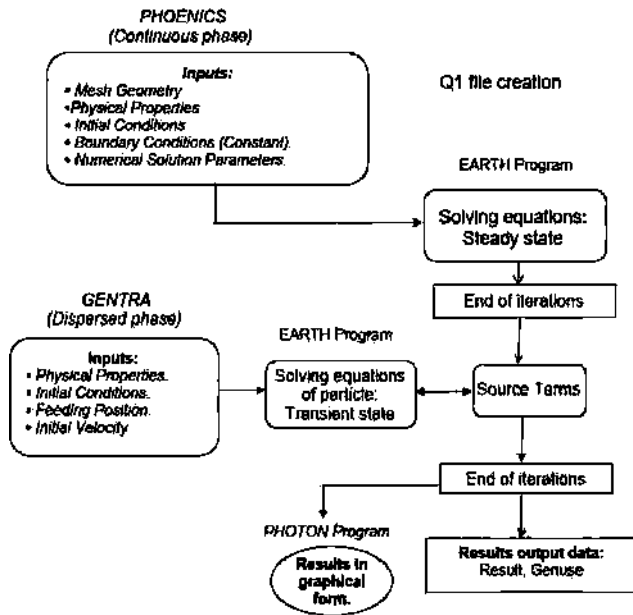


Fig. 2. Procedure for solving the continuous and dispersed phases of two-phase flow.

amount of heat released or absorbed due to the phase change of droplets and the heat transfer exchange from the surroundings to the particle.

2.3. Dispersed and continuous phase coupling procedure

Since a Lagrangian approach is used for modeling water droplets and, drag and buoyancy forces are present, the two-way coupling mechanism is more appropriate to account for mass, momentum and heat transfer occurring between the continuous and dispersed phases. In this way, coupling between dispersed and continuous phases is performed through source terms iteratively. Initially, the particle trajectory is calculated without interaction with the continuous phase but tracking heat, mass and momentum gained or lost by the particle. Afterwards, the calculated values are entered via source terms to the subsequent continuous phase calculations. Then, while the continuous phase affects the dispersed phase, the effect of the dispersed phase trajectories on the continuum can be also incorporated [20]. This process is repeated until convergence is achieved. For coupling of particle mass variation with continuity equation of continuous phase the source term is given by Eq. (22):

$$S_m = \frac{\Delta m_p \dot{m}_{p_0}}{m_{p_0} dV} \quad (22)$$

where Δm_p is the particle mass variation in every differential volume dV in a dt , \dot{m}_{p_0} is initial mass flow of injected particles in each differential element and m_{p_0} is the initial mass of each particle.

The source terms of the momentum F_m and energy S are given by Eqs. (23) and (24):

$$F_m = \left(\frac{3\mu C_D Re}{16\rho_p r_p^2} (U - U_p) + g \left(\frac{\rho_p - \rho}{\rho_p} \right) + \frac{\rho}{\rho_p} U_p \frac{\partial U}{\partial r_p} \right) \dot{m}_{p_0} dt \quad (23)$$

$$S = \left(\frac{\bar{m}_p - C_p \Delta T_p}{m_{p_0}} \right) \dot{m}_{p_0} + \left(\frac{\Delta m_p}{m_{p_0}} \left(-h_{fg} + \int_{T_{ref}}^{T_p} C_{pv} dT \right) \right) \dot{m}_{p_0} \quad (24)$$

where m_p is the averaged mass of particle in the differential volumetric element dV and ΔT_p is the particle's temperature change at such volume differential.

3. Solution method

The solution procedure and data specification for the continuous and dispersed phases are carried out by separate solution of the governing equations. First, the heat and mass transfer mechanisms occurring can be simulated using numerical techniques to solve the balance equations of mass, energy and momentum for the continuous phase. Secondly, the kinetics of water particles can be numerically simulated using the Lagrangian reference framework to determine the instantaneous position and velocity of the water droplets particles as well as the energy exchange between the dispersed and the continuous phase. The PHOENICS (Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series) CFD software is used to simulate the drift and evaporation of water droplets falling into a counterflow stream of air. One of the advantages of this software is that there are two specific modules for solving the equations related to the continuous phase and the dispersed phase for two-phase flow. The EARTH module solves the continuous phase, while the dispersed phase is solved by the general tracker module called GENTRA. The GENTRA module is programmed for simulating the motion of particles through a fluid, taking into account the effect of the fluid velocity, temperature, turbulence and other transport properties [22]. The effect of the presence of particles on the continuous phase is also considered in the module. Another feature of PHOENICS software is that all input information is specified in a data file name as Q1 file. The Q1 file can be modified in a simple way facilitating further simulations at different conditions as well as the analysis stage of the variables involved.

Fig. 2 shows the algorithm used to solve the two-phase flow for the continuous and dispersed phases modeled according to the Eulerian and Lagrangian reference frameworks, respectively. Once that initial conditions of velocity and temperature are specified, the model is solved first at steady state for the continuous phase. Subsequently, the GENTRA subroutine establishes a two-phase model describing physical properties of particles, including inlet position and initial conditions for temperature, diameter, and velocity. Finally, the process of coupling between the Eulerian and Lagrangian reference frameworks through the source terms is accomplished by alternately solving the discrete and continuous phase equations.

3.1. Validation of the droplet kinetics

In order to model the kinetics of water droplets, the mathematical approach and the solving procedure proposed in this work were subjected to validation. For this purpose, the experimental studies on the evaporation of falling droplets in air reported by Guella et al. [13] and the measurements of the motion of droplets in air reported by Sartor and Abbott [23], were chosen. The experimental conditions were implemented and numerically reproduced using the mathematical approach proposed in Section 2.

Fig. 3 shows the experimental velocity as a function of height for water droplets falling in air, and the values obtained by means of the numerical simulation. This case corresponds to the values reported by Guella et al. [13] for a falling height of 1.5 m and droplet diameters between 0.27 mm and 0.65 mm. Fig. 4 shows the droplet velocity measured by Sartor and Abbott [23] as a function of time and those predicted by simulation. In this case, the initial diameters were 0.067, 0.101 and 0.157 mm. It can be seen that the proposed approach was able to reproduce the kinetics of water droplet, since good agreement of the predicted values versus experimental data was observed. Therefore, the mathematical approach and solving procedure can be applied with a certain level of confidence.

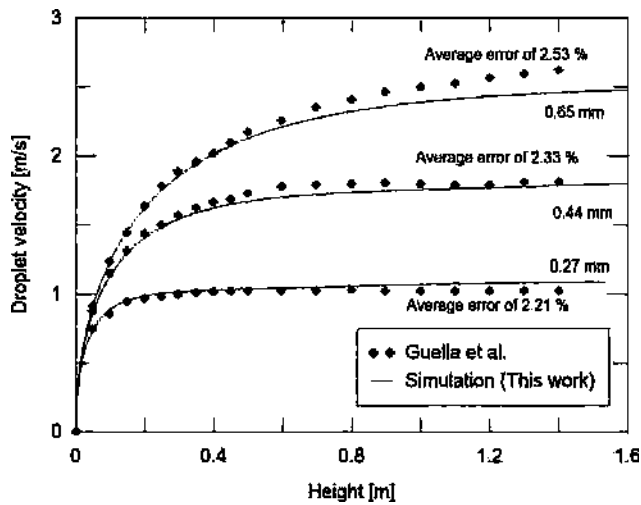


Fig. 3. Droplet velocity as a function of height reported by Guella et al. [13] versus predicted values.

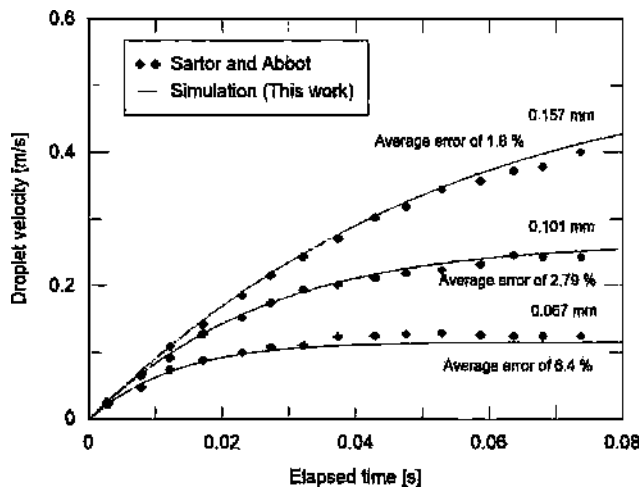


Fig. 4. Droplet velocity as a function of time reported by Sartor and Abbott [21] versus predicted values.

Table 1

Physical properties of water and air utilized in the numerical simulation.

Parameter	Unit	Value
Inlet temperature of air	°C	15–40
Relative humidity	%	20
Inlet air velocity	m/s	0–10
Inlet temperature of water	°C	25–60
Initial velocity of droplets	m/s	4.0
Initial diameter of droplets	mm	0–10
Ambient pressure	kPa	101.325
Specific heat capacity (Air)	J kg ⁻¹ K ⁻¹	C _{p,air} = f(T)
Specific heat capacity (Water)	J kg ⁻¹ K ⁻¹	C _{p,water} = f(T)

Table 2

Droplet performance for different meshing densities, all values at t = 1 s.

Variable	Mesh A	Mesh B	Mesh C	Mesh D	Mesh E	Mesh F
Number of cells	1824	3648	8424	14,976	57,904	239,616
T _p [K]	318.7164	318.7067	318.5633	318.5619	318.5619	318.5616
d _p [mm]	3.992122	3.992104	3.991873	3.991872	3.991872	3.991869
V _p [m/s]	3.944028	3.903826	3.928231	3.920952	3.920952	3.923718

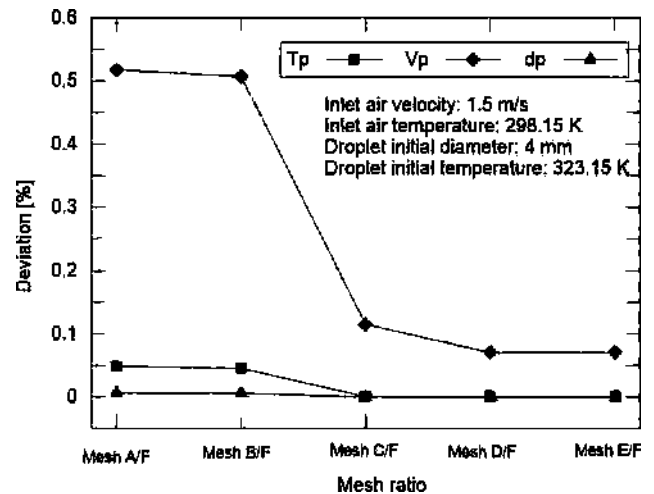


Fig. 6. Mesh sensitivity test (Mesh F the finest one).

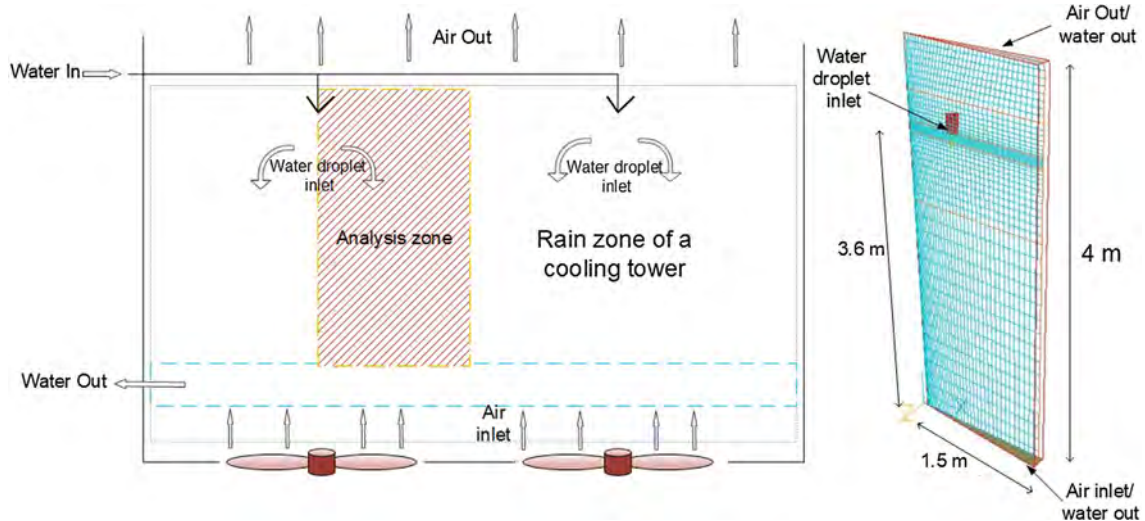


Fig. 5. Computational domain adopted for simulation of droplets falling in the cooling tower.

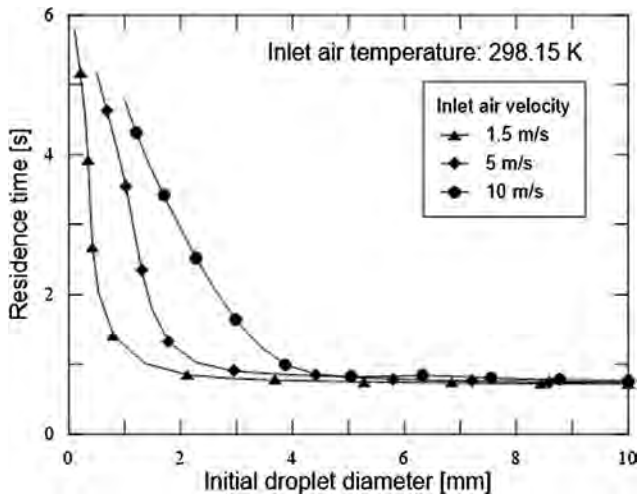


Fig. 7. Residence time at various diameters for different inlet air velocities.

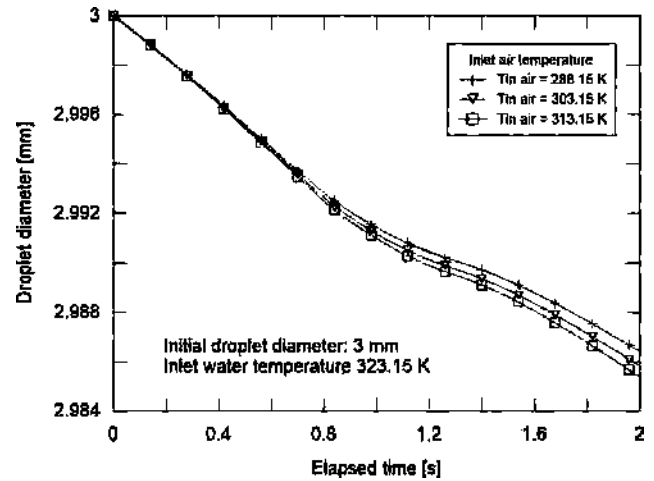


Fig. 10. Comparison of the diameter reduction at different air temperature.

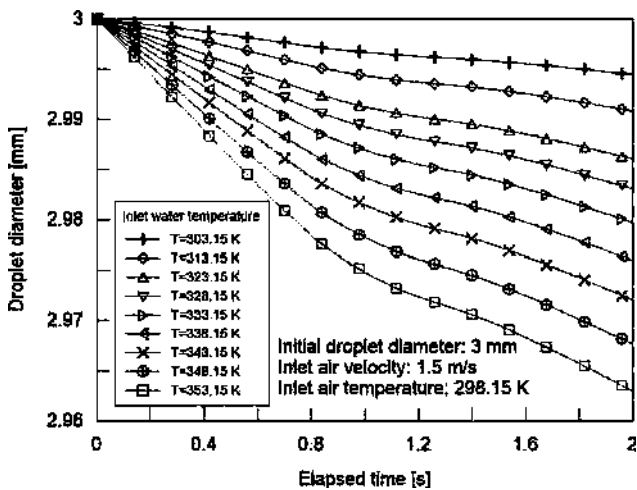


Fig. 8. Reduction in water droplet diameter at different inlet water temperature.

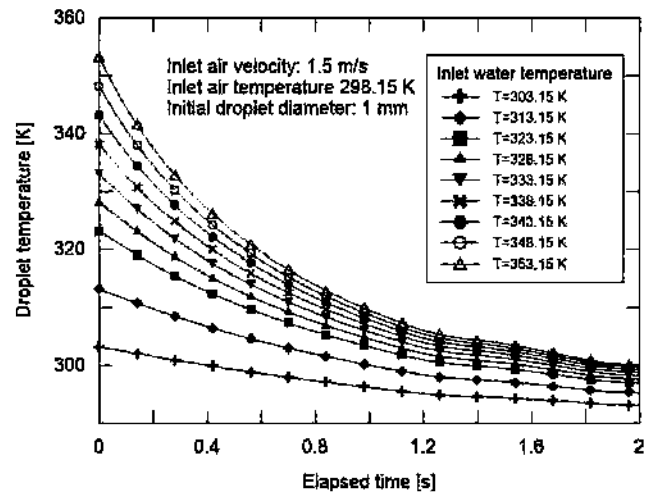


Fig. 11. Temperature variation of water droplets.

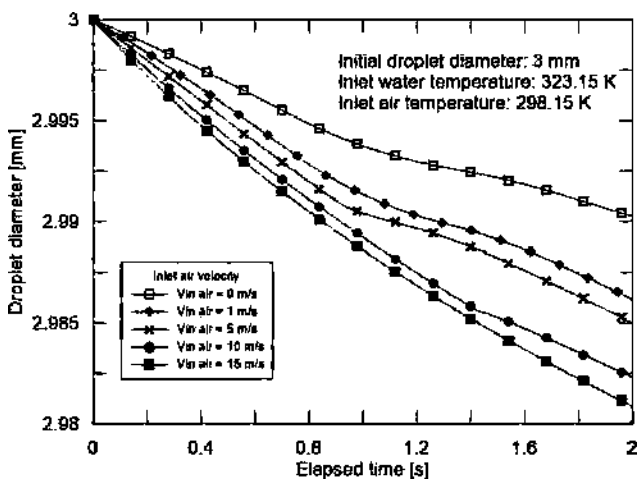


Fig. 9. Reduction of water droplet diameter caused by different inlet air velocities.

4. Case study

4.1. Description of the physical problem

A forced draft cooling tower with fans placed at the bottom has been taken as a reference case. Cool air is forced into the tower from the bottom leaving the tower at the top. The interior of the cooling tower has different zones and components: drift eliminators, spray zone, rain zone, filmic fill, air inlet, basin and fans. The ambient air is forced to flow through the cooling tower from the bottom to the top by means of fans that are located at the bottom of the tower. The water to be cooled down is uniformly sprayed by a system known as revolving sprinkler spray nozzle that is placed at the top of the tower. Water droplets are incorporated into the air stream and, depending on the air velocity, some droplets leave the cooling tower. One of the zones where the air stream interacts with water droplets, is the so-called rain zone. The methodology presented in the previous sections was applied to this zone. It should be note that this type of cooling tower is one of the less common types of cooling towers, as most widespread forced draft cooling towers have fans located at the top of tower. Despite this fact, this study remains valid as the different types of cooling tower have a rain zone with similar characteristics.

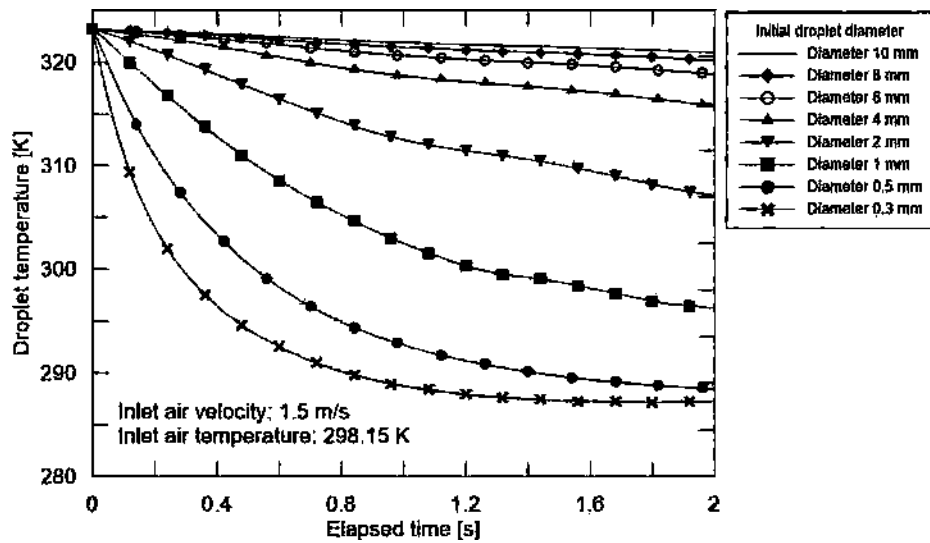


Fig. 12. Variation in temperature of water droplets at different diameters.

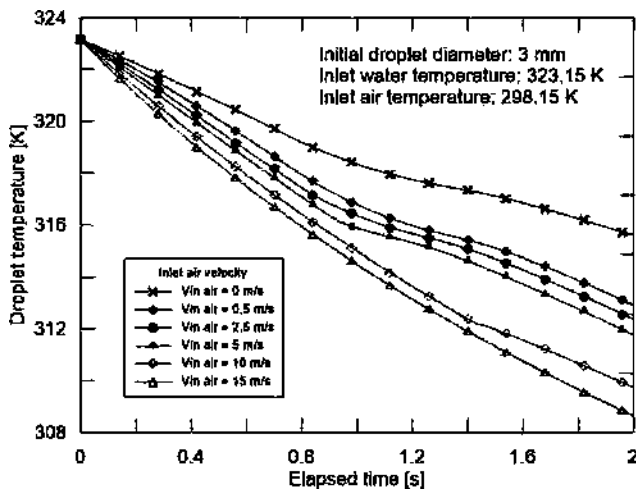


Fig. 13. Decrease of droplet temperature for different inlet air velocities.

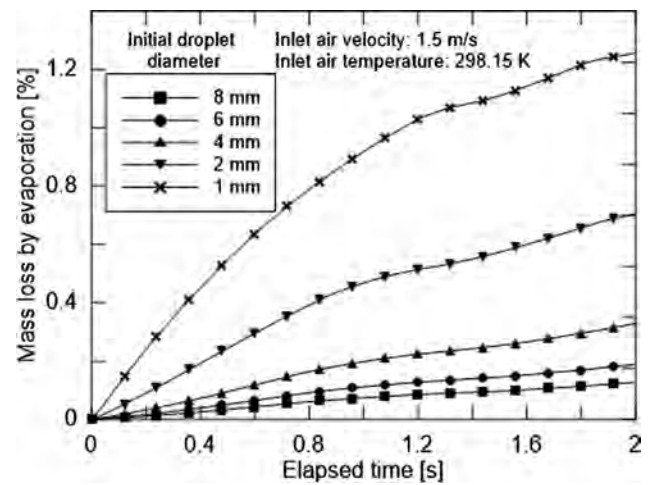


Fig. 15. Percentage of mass evaporated for water droplets at initial diameters from 1 mm to 8 mm.

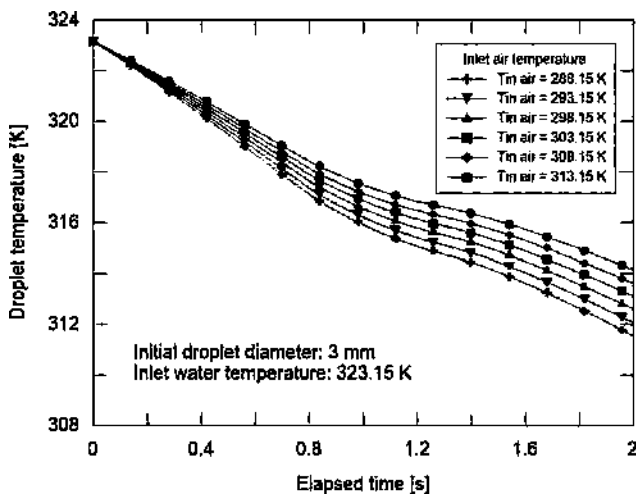


Fig. 14. Variation of droplet temperature for different temperature of cooling air.

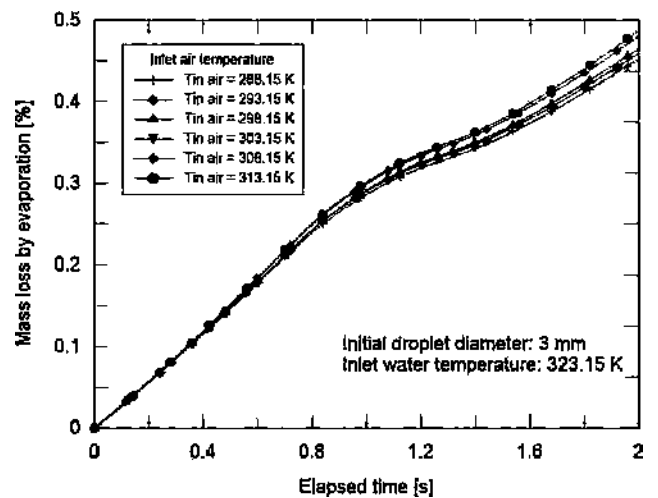


Fig. 16. Percentage of evaporated water for different cooling air temperatures.

4.2. Numerical modeling and boundary conditions

4.2.1. Solver settings

The results presented in this study were numerically obtained using PHOENICS® Software, which is based on the finite volume technique to solve mass, momentum and energy equations. By implementing the case study in the PHOENICS environment, it was possible to model the evaporation of water droplets in the rain zone. The approach used is based on the Eulerian-Lagrangian reference framework adopted for the continuous and dispersed phase, respectively. The GENTRA module, which provide particle-tracking features, was used to model the dispersed phase. The numerical convergence criterion for the different variables was less than 10^{-4} .

4.2.2. Computational domain and meshing

Since the interest of this study focuses on the droplet behavior, and to simplify the computational calculations, it was decided to divide the physical domain into six cylindrical sections with similar geometric characteristics. This simplification allows the computational domain to be defined only for one cylindrical section. Additionally, because of the axisymmetric shape of the sprinkler, one portion of the cylinder was considered for modeling. The geometry adopted allow defining the water supply as an injection point in the computational domain. Due to the characteristics of the numerical problem mentioned earlier, a radial type mesh was set. The dimensions of the physical domain are a height of 4 m, a length and a width of 2 m each, respectively. The water to be cooled down was considered as an injection point, located 3.2 m above the bottom level of the computational domain (see Fig. 5).

4.2.3. Initial and boundary conditions

Mass output boundary condition was assigned to the top of the computational domain. This boundary condition was set both to the air and water droplets. Mass output boundary condition was also considered at the bottom of the computational domain for droplets flowing out, while mass inlet boundary condition was assigned to the air flowing into the domain. The side walls were considered adiabatic and no mass transfer was permitted. This assumption allows the water droplets be able to flow freely. The droplet size to be investigated in this work was considered in the range of 0.1–10 mm, range established according to droplet sizes reported by Lorenzini [16] and droplet diameters obtained experimentally by Terblanche [17]. The total volumetric flow of water to be cooled down was proportionally set to each cylindrical section of the physical domain. Therefore, an equivalent volumetric flow of 5 L per second was set to the each section.

4.2.4. Physical properties and other assumptions

Air inlet velocity was defined according to the typical values of air velocity in forced draft cooling towers that are between 1 and 6 m/s [12]. However, in order to determine the effect beyond that typical conditions, an extended velocity range from 0 to 10 m/s was established. Other relevant variables are the initial temperature of the water and air. The initial temperature of injected water was modeled according to the temperatures that can be encountered during normal operation of the cooling tower, from 25 °C to 45 °C. However, this range also was extended up to 60 °C to analyze the effect of inlet water temperature beyond the normal conditions. The temperature of the air at the inlet of the computational domain was established in the range of 15–40 °C according to the typical ambient temperatures. The crosswind effect was neglected because fans located at the bottom force the air to flow uniformly inside the rain zone and because the sidewalls are impervious (Refer to the left part of Fig. 5). A list of initial and boundary conditions as well as physical properties for the water and air are presented in Table 1.

4.2.5. Mesh sensitivity

In order to determine the most suitable number of elements for the

computational domain, a mesh sensitivity analysis was performed. Six types of meshes with different density of elements were proposed for evaluating the mesh independence. The number of elements varied from 1824 orthogonal elements for the coarser mesh (Mesh A) to 239,616 orthogonal elements for the denser mesh (Mesh F), respectively. A single case was solved for each mesh using the finest mesh as a baseline to investigate the performance of the other meshes by comparing the values of temperature, diameter and velocity of the droplet (values shown in Table 2). The information presented in Table 2 was plotted in Fig. 6 that shows the deviation percentage of all meshes compared to the finest mesh (Mesh F). For all cases, the time elapsed was one second after the free fall of the water drop inside the computational domain.

According to the deviation percentage of meshes shown in Fig. 6, it was decided to use the Mesh D that contains 14,976 elements ($72 \times 104 \times 2$ hexahedron elements). This mesh is a trade-off between accuracy of results and computational time.

5. Results and discussion

In order to estimate the evaporation and drift losses, the kinetics of the water droplets was numerically simulated. The kinetics is given in terms of the relative velocity between phases considering the heat and mass transport interactions. In this form, it is possible to determine the effect of the air velocity on the droplet drift, to identify the variables that influence most the diameter reduction of water droplets, to determine the effect of the inlet hot water temperature, and to estimate water losses caused by evaporation. Information relative to all these effects and variables is presented in the following subsections

5.1. Effect of air velocity on the droplet drift

The drag force caused by the flowing air over the falling droplets was investigated. The diameters of the particles analyzed were 0.1, 0.3, 0.5, 1, 2, 4, 6, 8 and 10 mm, respectively. Accordingly, the air velocity was established as 1.5 m/s and 5 m/s, to study the effect of typical velocities created by commercial fans. In addition, a non-usual velocity of 10 m/s was also simulated. Initial conditions were: 35 °C for the water droplet and 25 °C for the air entering to the cooling tower. All cases were run at an initial velocity of 2.5 m/s for the falling droplet. Simulations indicate that water droplets of larger diameter remain flowing in the air stream, but as the diameter decreases by evaporation, the drag force becomes significant ejecting droplets outside the cooling tower. Particles with diameter less than 1 mm in diameter are ejected of the cooling tower at 1.5 m/s. Particles with diameter less than 2 mm and 3.5 mm, are ejected at 5 m/s and 10 m/s, respectively.

Fig. 7 shows the residence time (total elapsed time in the computational domain) of water droplets falling for air velocities of 1.5, 5 and 10 m/s, respectively. It can be observed that the residence time of the droplets was increased slightly for diameters between 2 and 4 mm for the velocity values simulated. However, it is also shown that residence time is dramatically increased at smaller particle diameters. This indicates that an increase in residence time causes a higher rate of droplet evaporation along with a higher diameter reduction. Therefore, the residence time and initial diameter of particles should be maintained within certain values in order to avoid ejection of droplet outside the cooling tower.

5.2. Variables influencing the diameter reduction

In order to study the effect of inlet water temperature, inlet air velocity and air temperature on the reduction of water droplet diameter, Figs. 8–10 are presented. Results are reported for water droplets injected at an initial diameter of 3 mm. Particles with diameters smaller than 3 mm were not considered, since previous simulation indicated that those diameters tends to be drifted by the stream of air. In

particular, the diameter reduction of water droplets at different initial conditions of temperature is shown in Fig. 8. As an example, considering water droplets with an initial temperature of 303.5 K, it can be seen that the diameter is marginally reduced from 3 mm to 2.995 mm. This diameter reduction represents a mass loss of approximately 0.16%. The diameter is reduced even more at higher temperatures, such is the case corresponding to a water temperature of 353.15 K that exhibited a diameter reduction from 3 mm to 2.963 mm. In this case, the mass loss is around 1.16%. All cases are reported for an elapsed time of 2 s after water droplet was released.

Fig. 9 depicts the effect on the diameter of water droplets of the air stream at different velocities. The air velocity was simulated from 0 to 15 m/s, for an initial droplet diameter of 3 mm, a water temperature of 323.15 K and an air temperature of 298.15 K. It can be seen that at higher air velocities, more water is evaporated from the droplet, i.e. a higher reduction in droplet diameter is attained. This effect can be attributed to a higher convective heat transfer coefficient between phases.

Fig. 10 shows the reduction of the droplet diameter as it moves inside the computational domain. In this case, the initial diameter of the water droplet is also 3 mm and the water temperature is 323.15 K. The Fig. 14 shows that diameter is reduced almost linearly and there is no significant difference for the different values of inlet air temperature.

5.3. Effect of the inlet water temperature

The behavior of water droplets discharged at different inlet temperatures is shown in Fig. 11. The range of inlet water temperature simulated was from 353.15 K to 303.15 K. It can be seen that water droplets display an asymptotic temperature behavior, indicating that heat exchanged between phases is proportional to the difference between the temperature of water droplets and the inlet temperature of air. Heat transfer involve both sensible and latent heat that affects both the heat transfer coefficient between phases and the water losses by evaporation. The case reported here corresponds to a droplet diameter of 1 mm, an air velocity of 1.5 m/s and an air temperature of 298.15 K.

Fig. 12 shows the variation of temperature of water droplets at different diameters, an inlet water temperature of 323.15 K, an air velocity of 1.5 m/s and an air temperature of 298.15 K. As can be seen, the variation of particle temperature is small when the initial diameter of water droplet is between 6 and 10 mm. However, as the diameter decreases below 4 mm, the temperature variation becomes more severe. This effect is directly related to volume and surface area of the droplets. Therefore, water droplets should be injected with diameters larger than 4 mm to decrease water losses by the combined effect of evaporation and drift.

The temperature variation of the water droplets is shown in Fig. 13 at different air velocities. This case was simulated assuming a water droplet of 3 mm, an inlet water temperature of 323.15 K and an inlet air temperature of 298.15 K. In general, as the air velocity affects the convective heat transfer between water droplets and air, the mass losses by evaporation are augmented for higher air velocities. However, the final temperature attained by the water droplets is caused by sensible and latent heat. For instance, the temperature can be reduced from 323.15 K to 314 K for air velocities in the range from 0.5 m/s to 2.5 m/s. The largest decrease is attained for an air velocity of 15 m/s, reducing the droplet temperature from 323.15 K to nearly 308 K.

Fig. 14 illustrates the effect of the temperature of the air stream on the droplet temperature. As expected, a lower air temperature allows a higher heat transfer from water droplets that causes the reduction of temperature. The range of temperatures of the cooling air (288.15–313.15 K) caused only a 5 K temperature difference between the lowest and the highest value of air temperature for an elapsed time of 2 s.

5.4. Estimation of water losses by evaporation

Tracking the diameter reduction of the water droplet, the mass percentage of water losses caused by evaporation was calculated at different droplet diameter and air temperature (see Fig. 15). This case was simulated for an air velocity of 1.5 m/s and a temperature of 298.15 K. It can be seen, that for a water droplet with a diameter of 1 mm, the water mass evaporated was 1.2% for a residence time of 2 s. Whereas a water droplet with a diameter of 8 mm, the mass evaporated was around 0.1% for the same residence time. These results suggest that larger water particles tend to lose a reduced amount of water due to the ratio volume-surface.

The effect on the percentage of mass losses caused by variation in air temperature is shown in Fig. 16. The mass loss experiment a linear increase at different air temperatures as the water droplets fall throughout the cooling tower. It can be seen that there is only a little influence or air temperature, having a difference of around 0.45% for air temperature ranging from 288.15 K to 313.15 K. These results were obtained assuming a particle with a diameter of 3 mm and a water temperature of 323.15 K.

6. Conclusions

In this work the PHOENICS® software and the GENTRA subroutine were used to simulate the kinetics of water droplets present in the rain zone of a cooling tower. The simulations allowed estimating water losses by evaporation and to determine the minimum diameter of water droplets that reduces drifting. The simulations were carried out considering droplet sizes from 0.1 mm to 10 mm and air velocities ranging from 0 m/s to 15 m/s. The following conclusions are derived from this study:

- The water droplets with sizes of less than 3 mm and cooled down at a maximum speed of 5 m/s, have a longer residence time and are dragged out of the rain zone. Therefore, according to the numerical results, droplets should have sizes from 2.5 mm to 8 mm and velocities ranging from 1.5 m/s and 5 m/s, in order to reduce losses by dragging.
- In the case of water losses by evaporation, it is concluded that the amount of mass evaporated for particles of 1 mm in diameter was about 1.2% of the total mass of the drop during an elapsed time of 2 s. On the contrary, for particles with a diameter of up to 8 mm that percentage was around 0.1% for the same residence time. Therefore, to reduce the water losses by evaporation, particles to be cool down should have uniform diameters of less than 8 mm.
- According to the two previous points and considering the results obtained, we can state that for the purpose of reducing losses by dragging and evaporation, water droplet diameters of around 3 mm are recommended with air velocities in the range from 1.5 m/s to 4 m/s. In addition, the results showed that the water mass losses by evaporation are associated to the initial droplet size and to the difference of temperatures between the continuous and dispersed phases.
- Considering heat transfer between phases, we can conclude that droplets larger than 8 mm are large water droplets and have a higher energy associated to their mass, requiring greater residence time to be cooled down. This would require higher air velocities or a rain zone with larger dimensions. For this reason, diameter larger than 8 mm are not recommended. As shown in Fig. 12, water droplets with sizes smaller than 6 mm but greater that to 3 mm, the temperature reduction is in the order of 8 °C between the inlet and exit of the computational domain. From the heat transfer viewpoint, these sizes would be the most recommended ones.

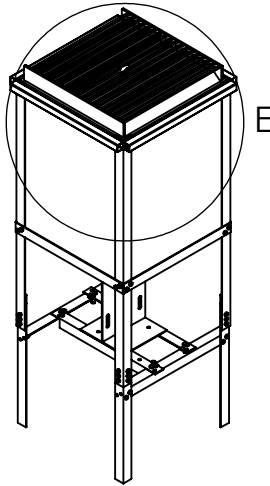
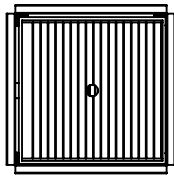
Acknowledgements

Recognition is given to Dr. Alberto Conejo Nava for the valuable advice and technical support on how to implement and simulate the case study using the PHOENICS® software.

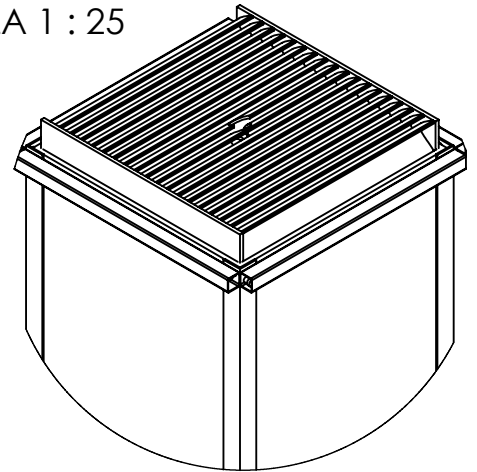
References

- [1] F. Merkel, Verdunstungskühlung VDI-Forschungsarbeiten, 1925, pp. 123–128.
- [2] J.C. Kloppers, D.G. Kröger, Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis, *J. Eng. Gas Turbine Power* (2005) 127–131.
- [3] D.R. Baker, H.A. Shryock, A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance, *J. Heat Transfer ASME* (1961) 339–349.
- [4] A.K.M. Mohiuddin, K. Kant, Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers part II: fill and other design parameters, *Int. J. Refrig.* (1996) 52–60.
- [5] K. Tan, S. Deng, A method for evaluating the heat and mass transfer characteristics in a reversibly used water cooling tower (RUWCT) for heat recovery, *Int. J. Refrig.* (2002) 552–561.
- [6] B.K. Naik, P. Muthukumar, A novel approach for performance assessment of mechanical draft wet cooling towers, *Appl. Therm. Eng.* 121 (2017) 14–26.
- [7] B. Halasz, A general mathematical model of evaporative cooling devices, *Revue Générale de Thermique* (1998) 245–255.
- [8] K. Bourouni, M.M. Bassem, M.T. Chaïbi, Numerical study of coupled heat and mass transfer in geothermal water cooling tower, *Energy Convers. Manage.* (2008) 988–994.
- [9] A.J. Consuegro, A.S. Kaiser, B. Zamora, F. Sánchez, M. Lucas, M. Hernández, Numerical modeling of the drift and deposition of droplets emitted by mechanical cooling tower on buildings and its experimental validation, *Build. Environ.* 78 (2014) 53–67.
- [10] F. Sánchez, A.S. Kaiser, B. Zamora, J. Ruiz, M. Lucas, Prediction of the lifetime of droplet emitted from mechanical cooling towers by numerical investigation, *Int. J. Heat Mass Transfer* 89 (2015) 1190–1206.
- [11] A. Klimanek, M. Cedzich, R. Bialecki, 3D CFD modeling of natural draft wet-cooling tower with flue gas injection, *Appl. Therm. Eng.* 91 (2015) 824–833.
- [12] J.S. Velandia, M. Chery, O.D. Lopez, Computational study of the air flow dynamics in an induced draft cooling tower, *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* 38 (2016) 2393–2401.
- [13] S. Guella, S. Alexandrova, Saboni, Evaporation d'une gouttelette en chute libre dans l'air, *Int. J. Therm. Sci.* (2008) 886–898.
- [14] J. Tissot, P. Boulet, F. Trinquet, L. Fournaison, H. Macchi-Tejeda, Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser, *Int. J. Therm. Sci.* (2011) 2122–2131.
- [15] X. Qi, Z. Liu, D. Li, Performance characteristics of a shower cooling tower, *Energy Convers. Manage.* (2007) 193–203.
- [16] G. Lorenzini, O. Saro, Thermal fluid dynamic modelling of a water droplet evaporating in air, *Int. J. Heat Mass Transfer* (2013) 323–335.
- [17] R. Terblanche, H.C.R. Reuter, D.G. Kröger, Drop size distribution below different wet-cooling tower fills, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 1552–1560.
- [18] L. Araneo, Droplet separators for evaporative towers: efficiency estimation by PDA, ICLASS 2012, in: 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg, Germany, September 2–6, 2012.
- [19] B.E. Launder, D.B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* (1974) 269–289.
- [20] M. Lucas, P.J. Martínez, J. Rufz, A.S. Kaiser, A. Viedma, On the influence of psychrometric ambient conditions on cooling tower drift deposition, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 594–604.
- [21] R. Clift, J. Grace, M.E. Weber, Bubbles, Drops, and Particles, Academic Press, 1978, p. 380.
- [22] CHAM-PHOENICS, The GENTRA User Guide- CHAM Technical Report TR/211, 2016 http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_docs/tr211/tr211.htm (accessed: April 2016).
- [23] J.D. Sartor, C.E. Abbott, Prediction and measurement of the accelerated motion of water drops in air, *J. Appl. Meteor.* 14 (1975) 232–239.

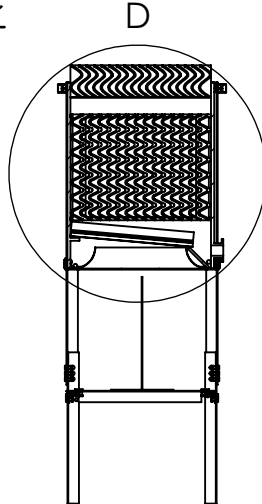
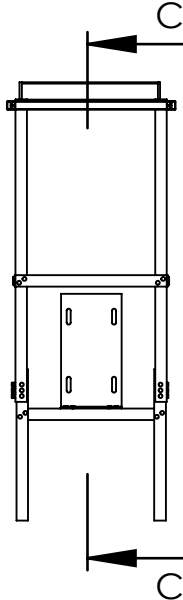
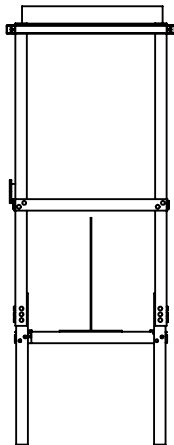
ANEXO C. Planos y esquemas de aspersores y torre a escala.



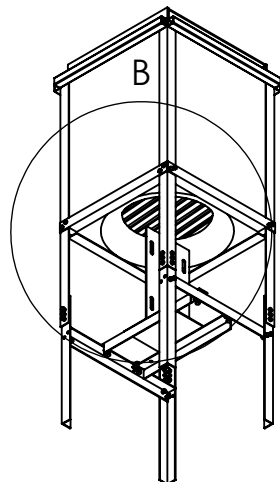
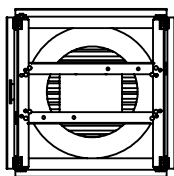
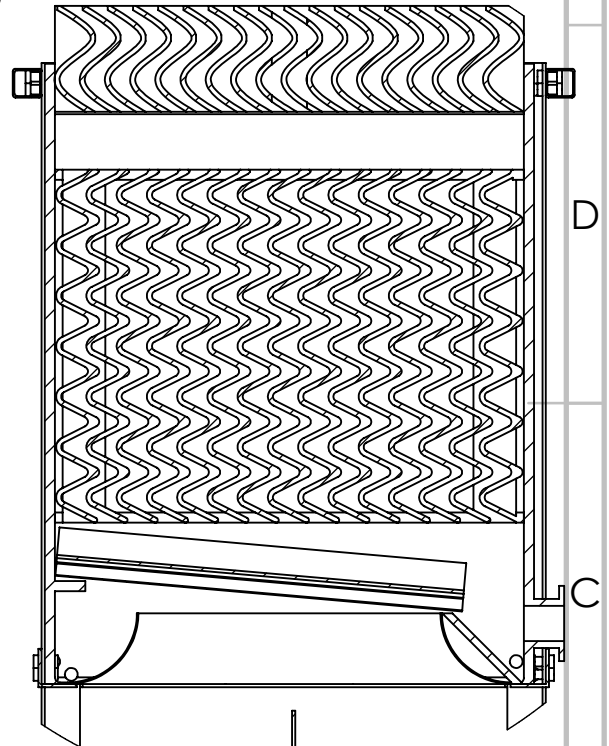
DETALLE E
ESCALA 1 : 25



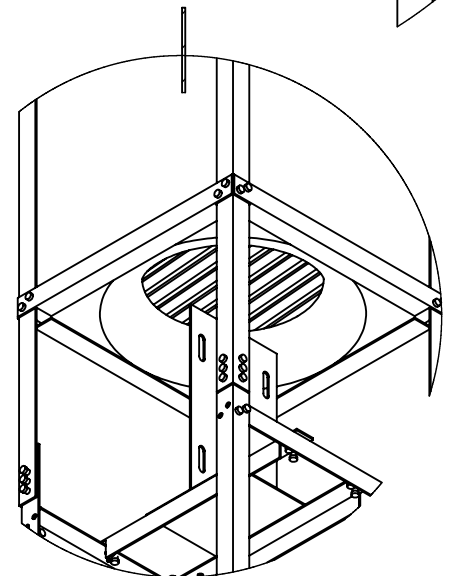
SECCIÓN C-C



DETALLE D
ESCALA 1 : 15



DETALLE B
ESCALA 1 : 25



MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

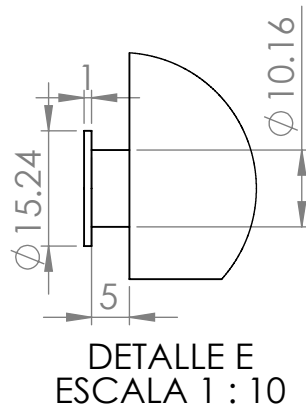
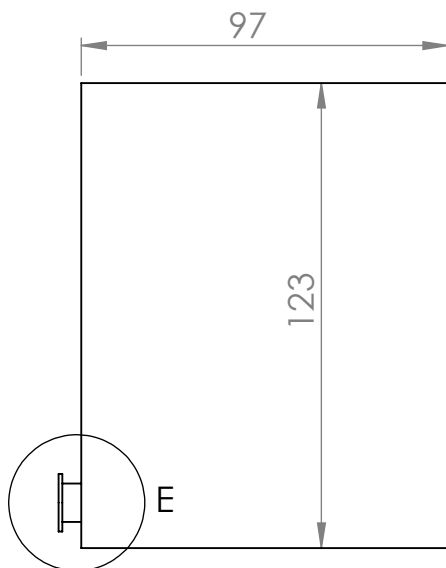
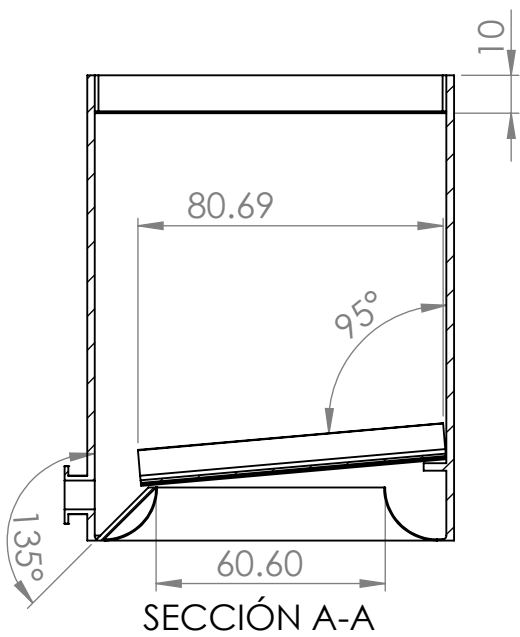
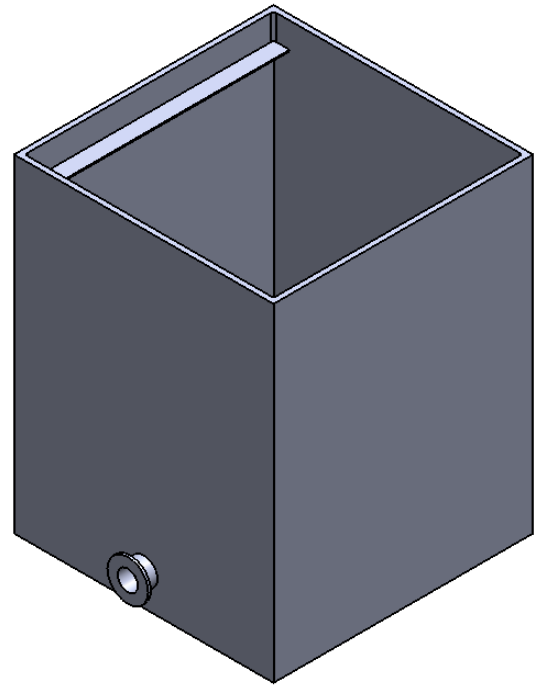
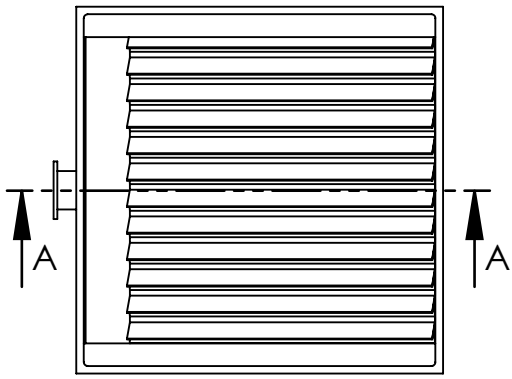
Torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo

A4

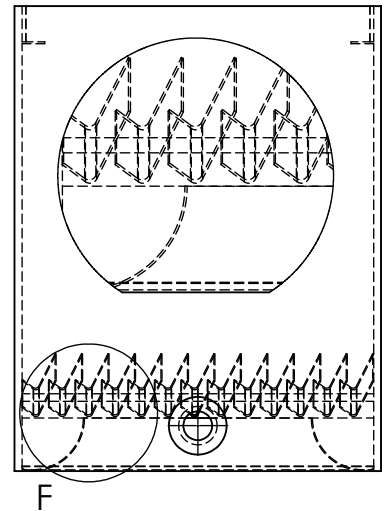
PESO:

ESCALA:1:50

HOJA 1 DE 1



DETALLE F
ESCALA 1 : 10



N.º DE DIBUJO

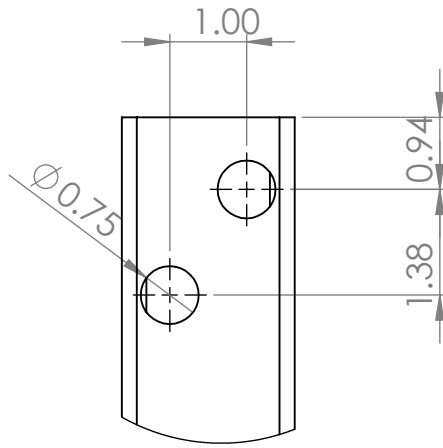
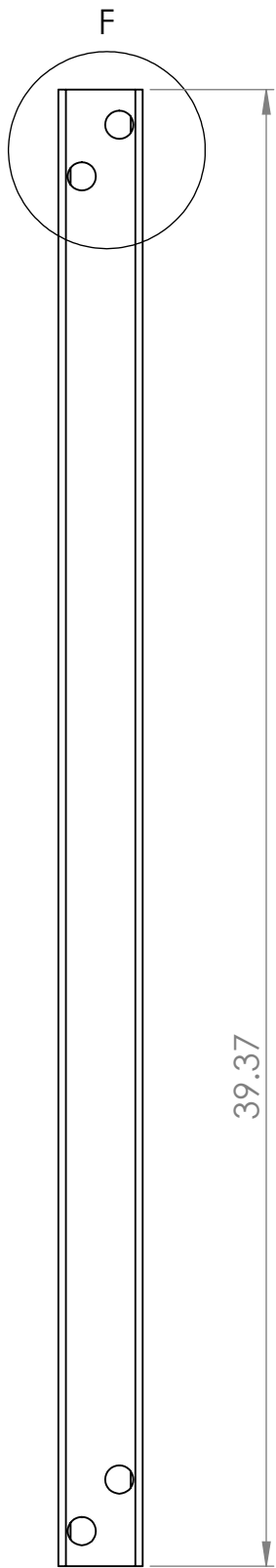
CONJUNTO DE CAJA MAD

A4

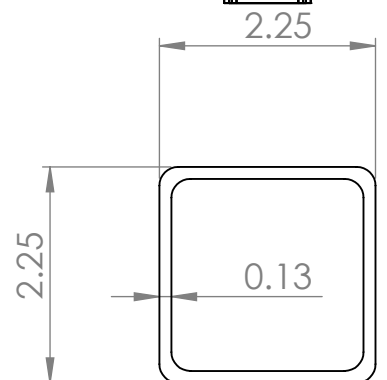
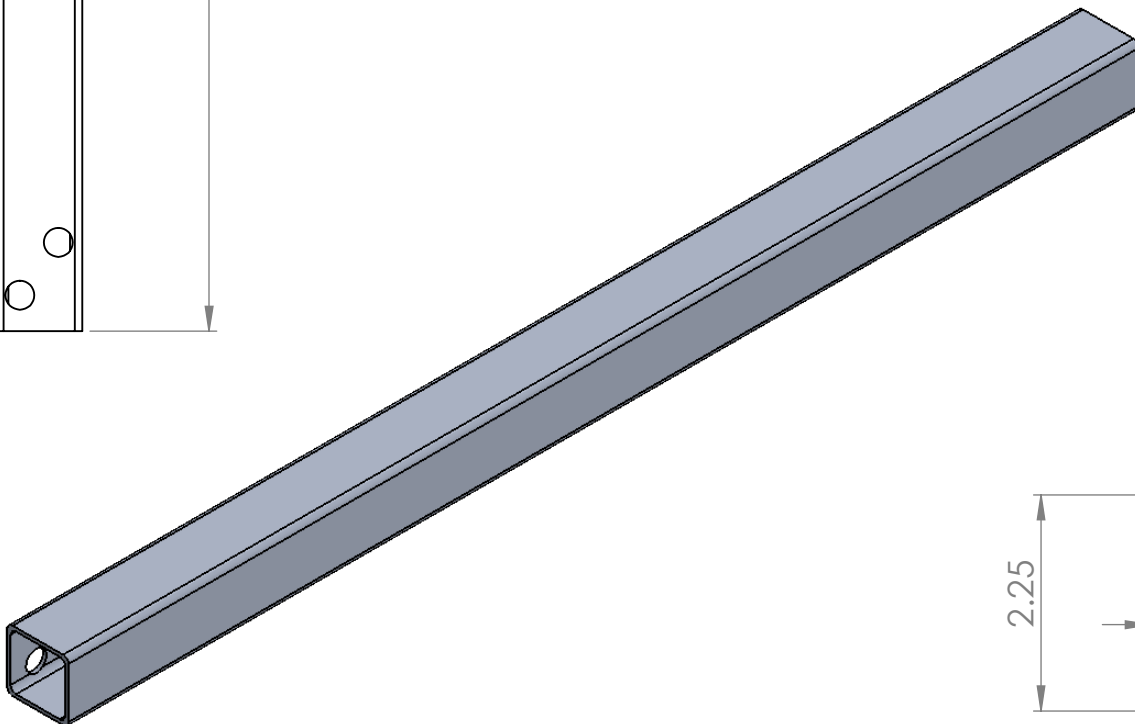
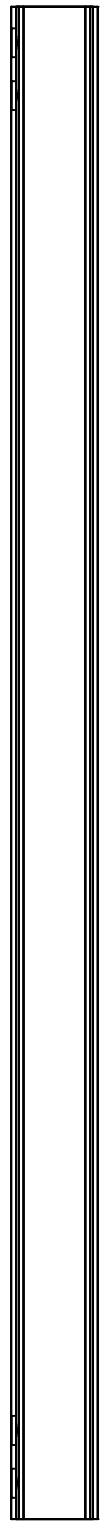
PESO:

ESCALA: 1:20

HOJA 1 DE 1



DETALLE F
ESCALA 2 : 5



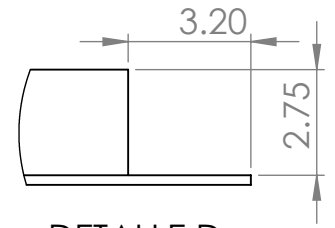
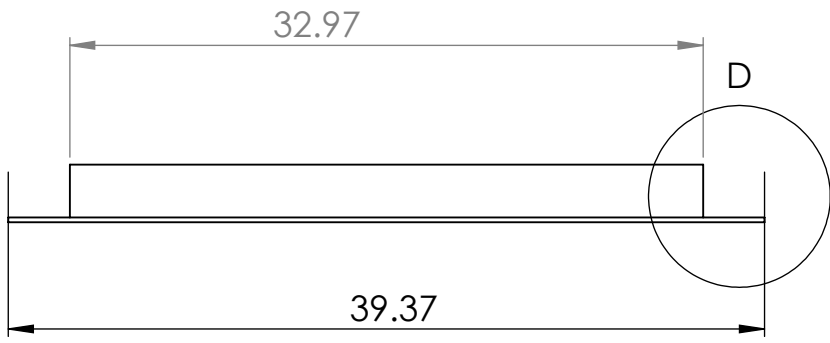
N.º DE DIBUJO

CUADRO DE APOYO

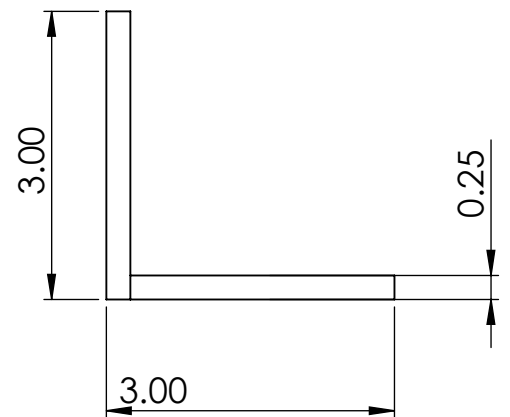
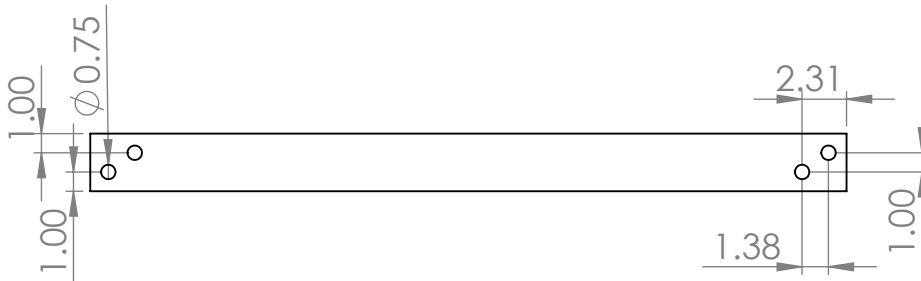
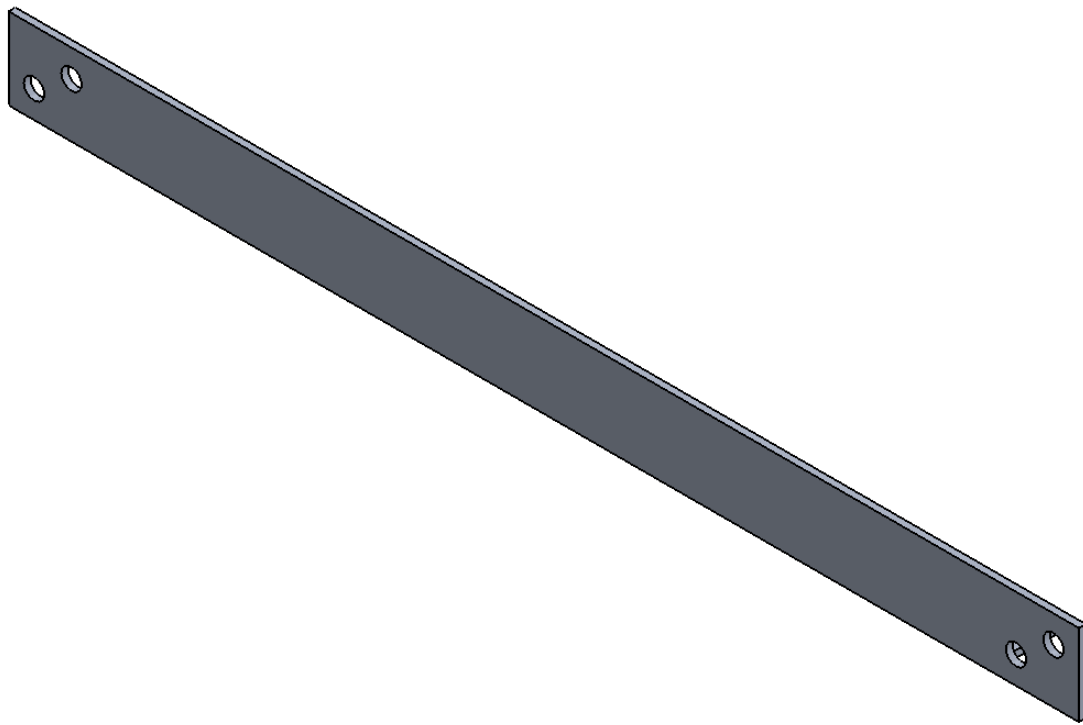
A4

ESCALA 1:10

HOJA 1 DE 1



DETALLE D
ESCALA 1 : 5



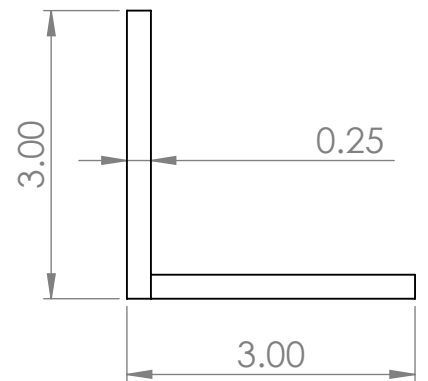
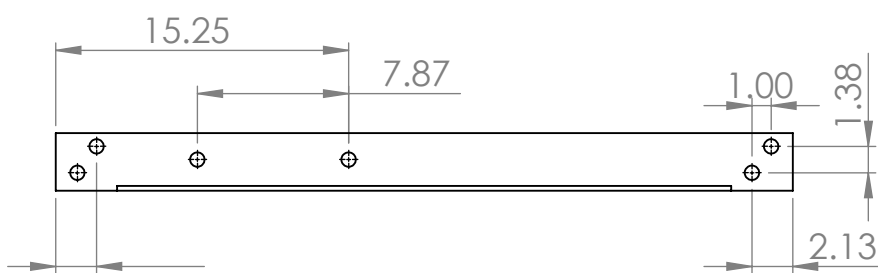
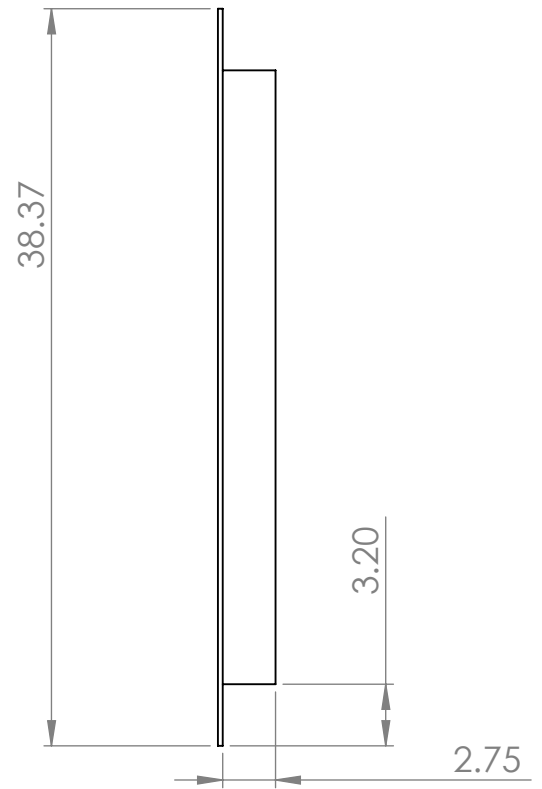
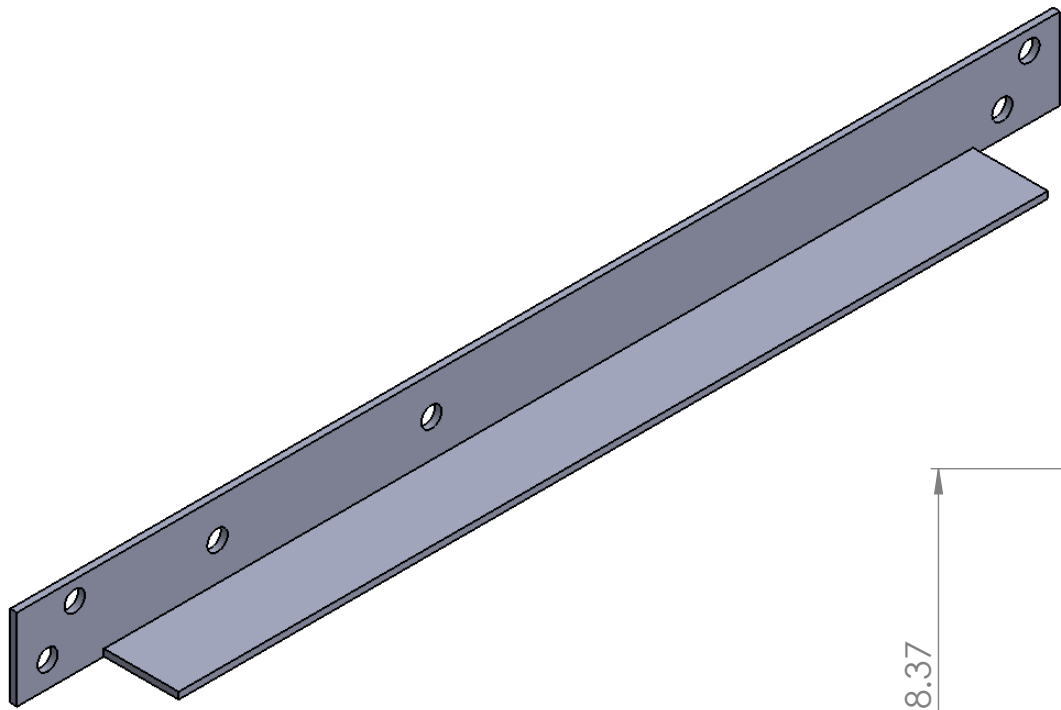
N.º DE DIBUJO

BARRA DE UNION

A4

ESCALA 1:10

HOJA 1 DE 1



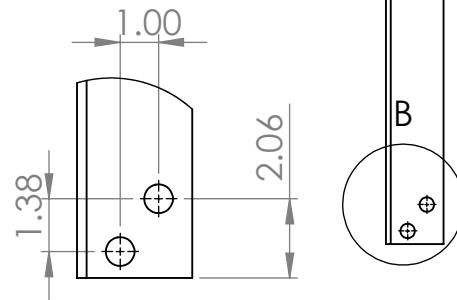
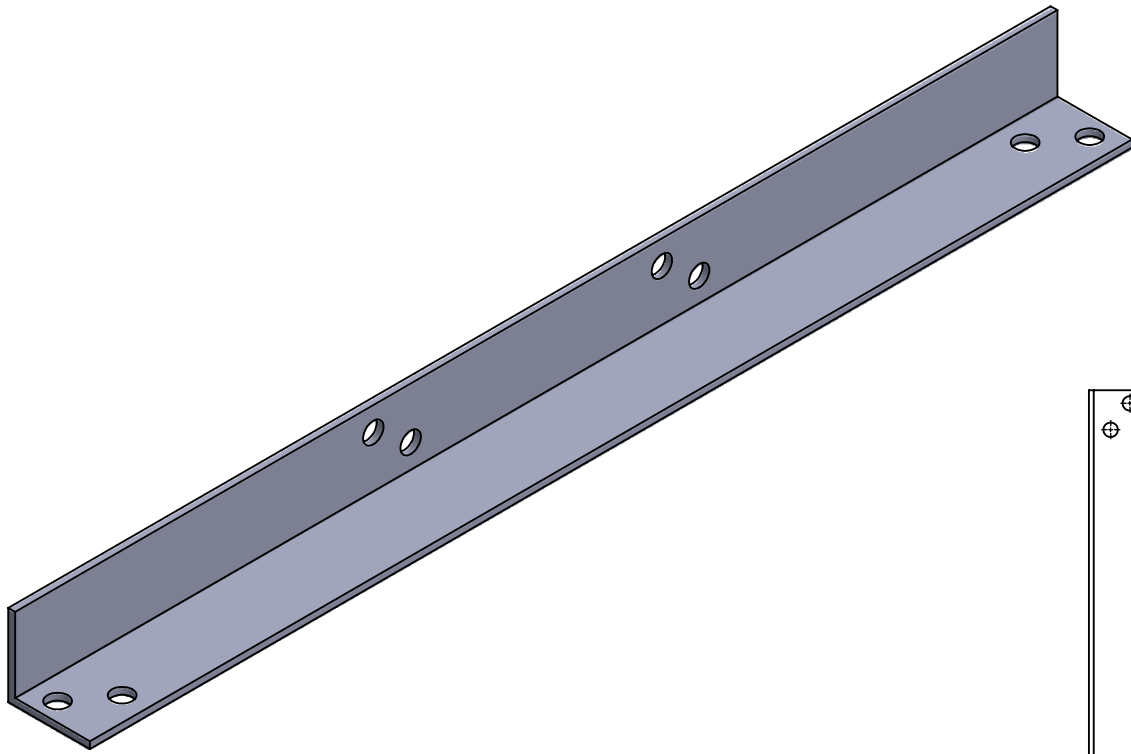
N.º DE DIBUJO

SOPORTE DE MOTOR 3

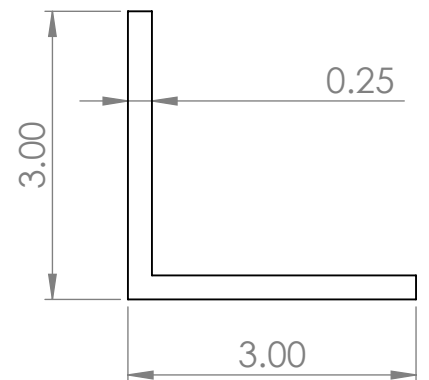
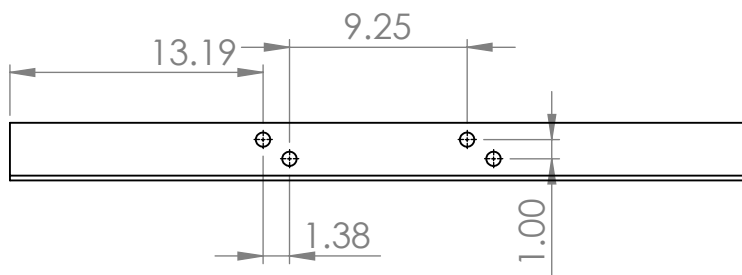
A4

ESCALA: 1:10

HOJA 1 DE 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 5



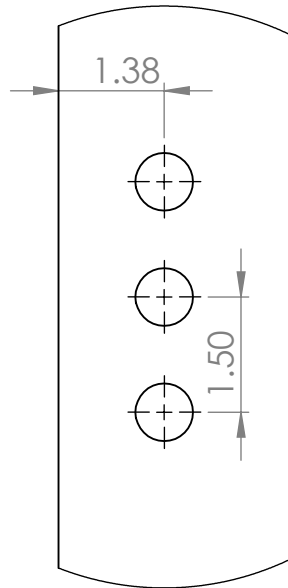
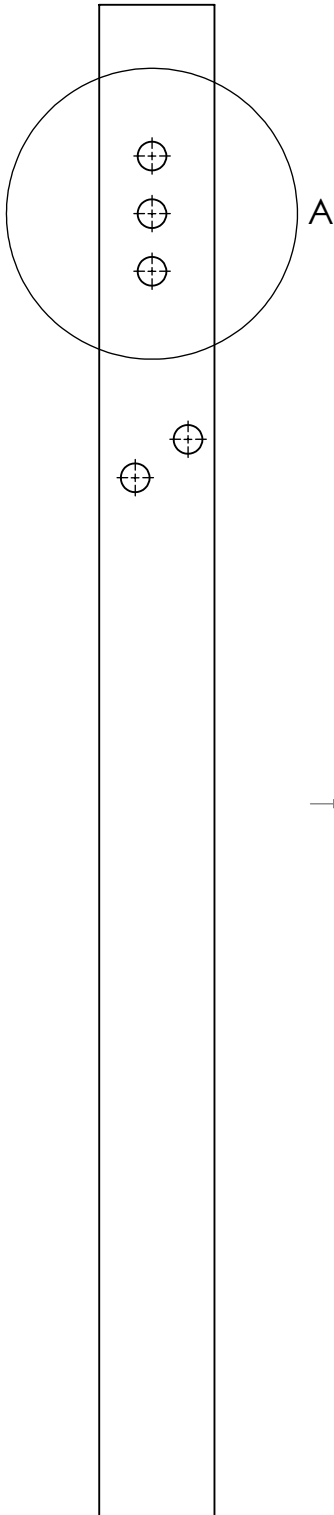
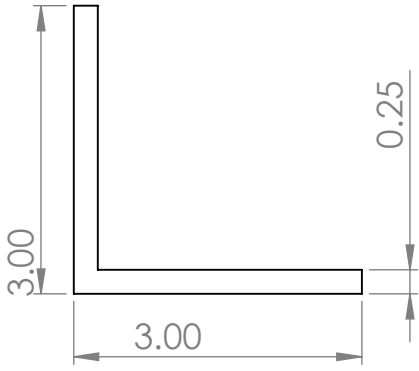
N.º DE DIBUJO

SOPORTE DE MOTOR 2

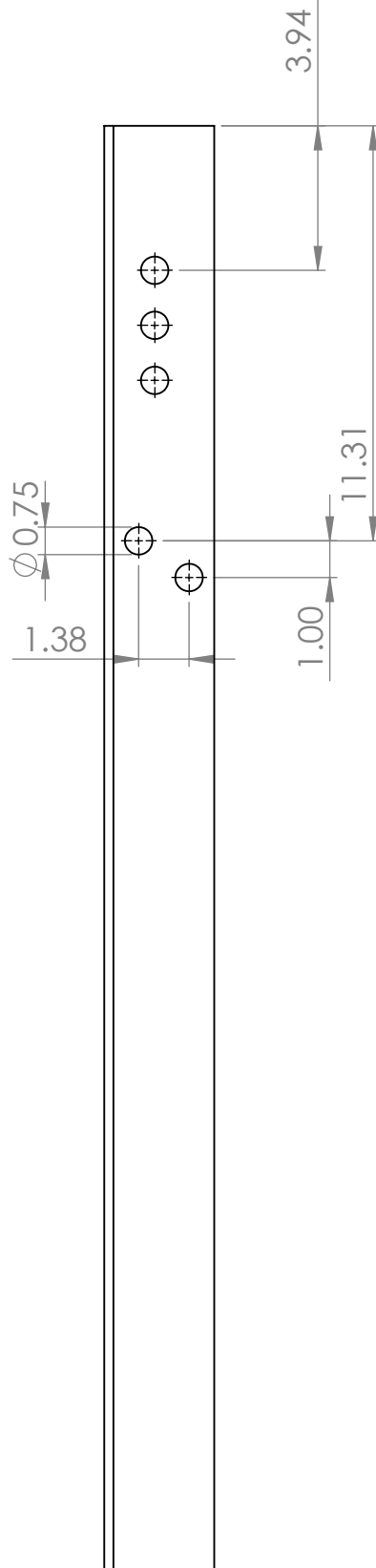
A4

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1



DETALLE A
ESCALA 2 : 5



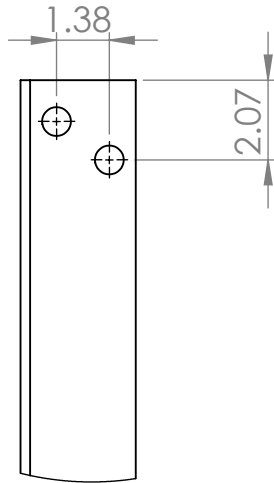
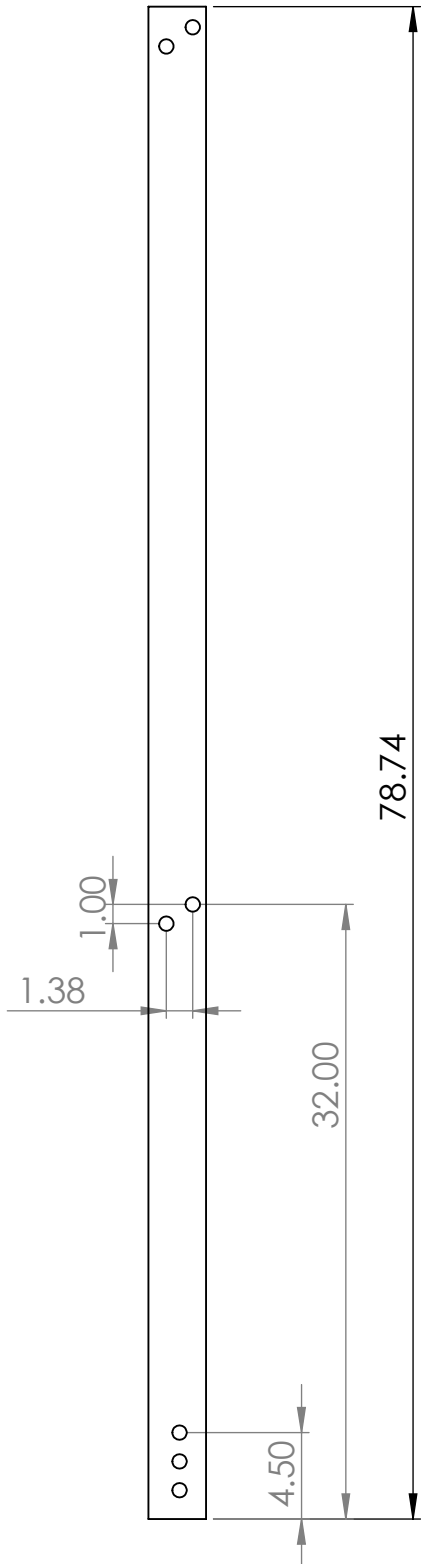
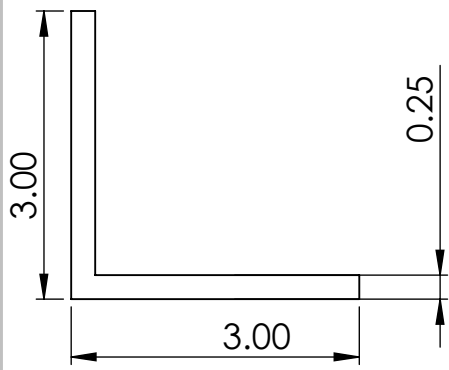
N.º DE DIBUJO

SOPORTE DE MOTOR 1

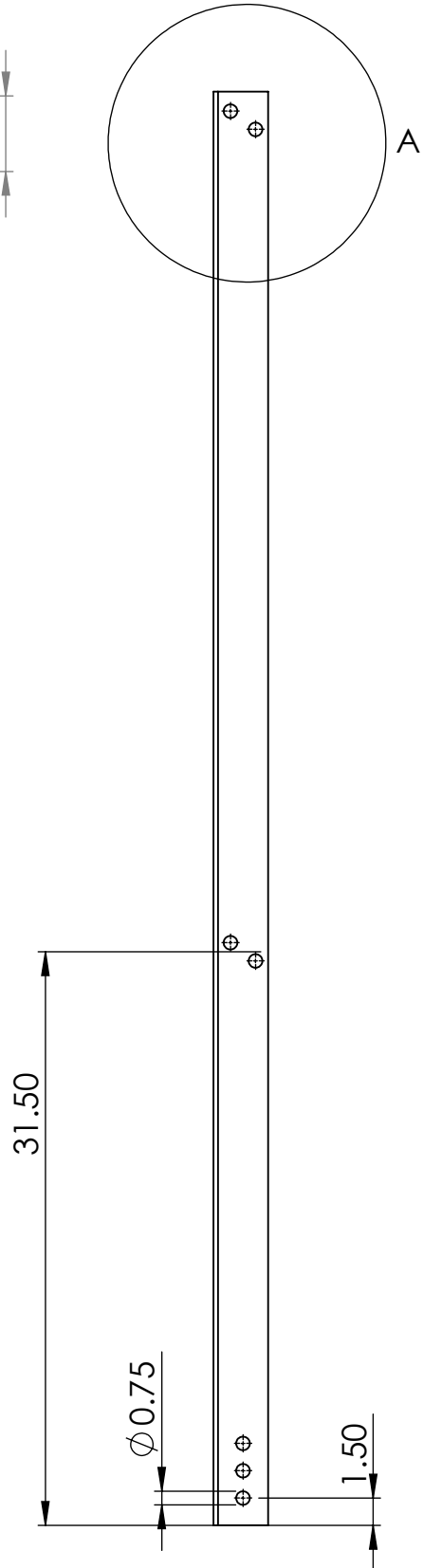
A4

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



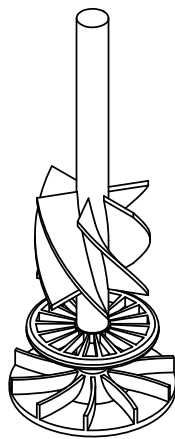
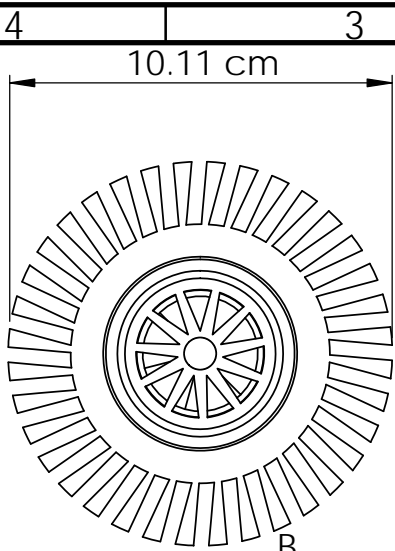
N.º DE DIBUJO

PILAR

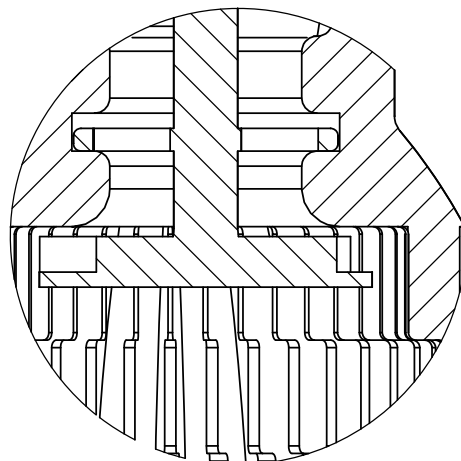
A4

ESCALA 1:10

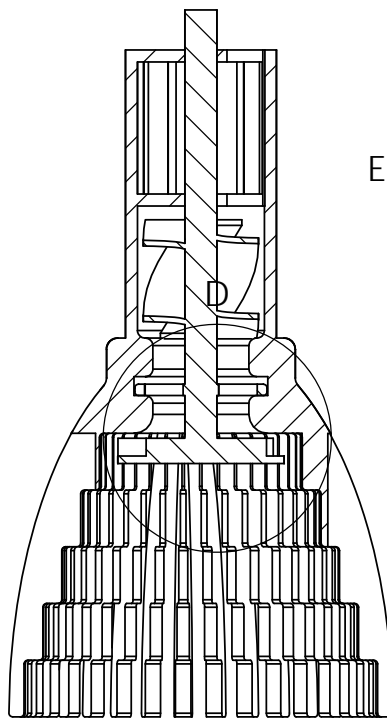
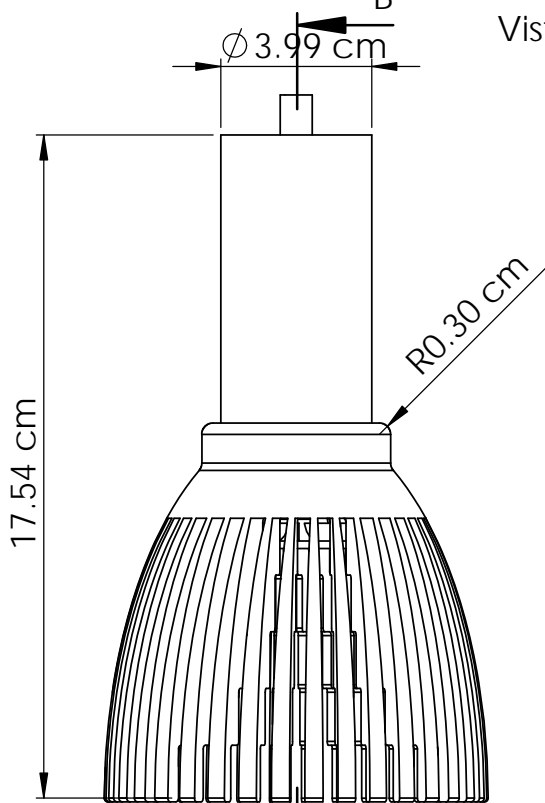
HOJA 1 DE 1



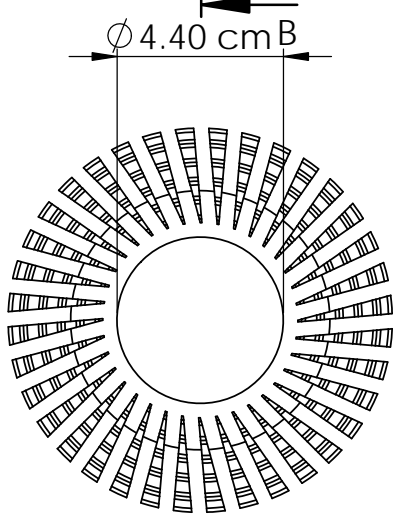
Vista Isometrica.



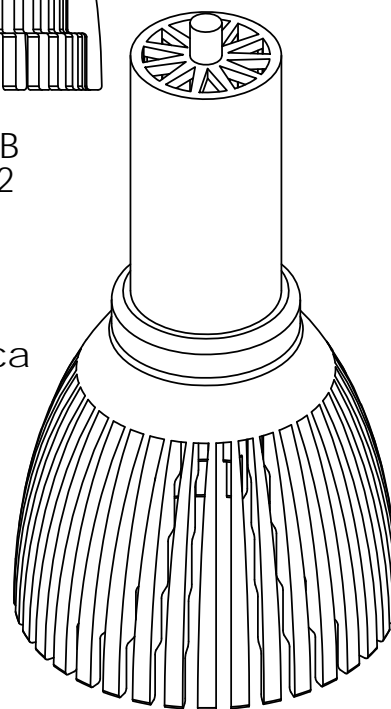
DETALLE D
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

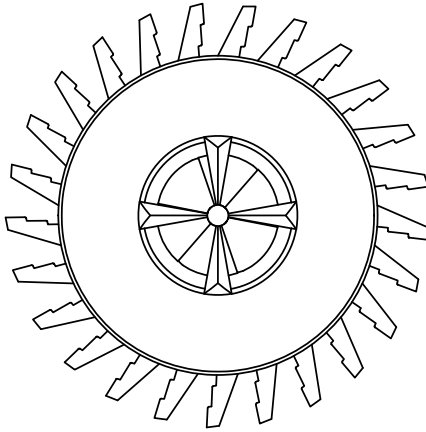


Vista Isometrica



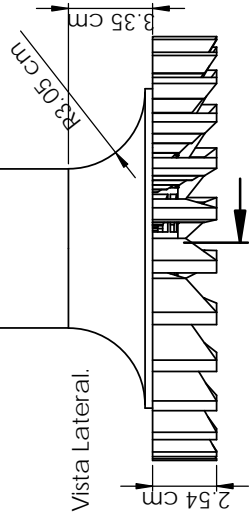
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	carcaza	Dispositivo encargado de contener al rotor.	1
2	rodete	Rotor de aspersor.	1

Vista Superior.

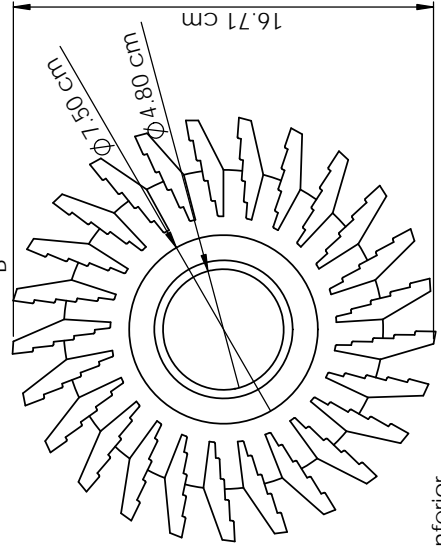


$\varnothing 6.33$ cm

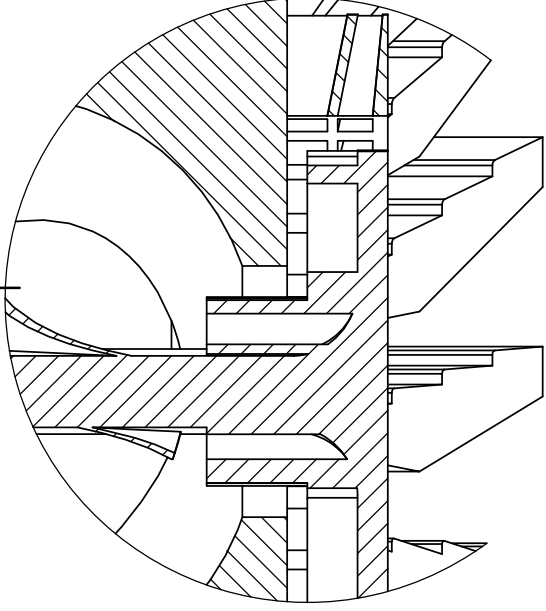
B



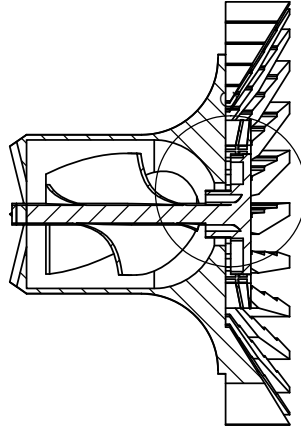
Vista Lateral.



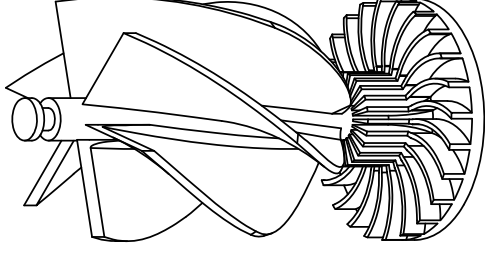
Vista Inferior.



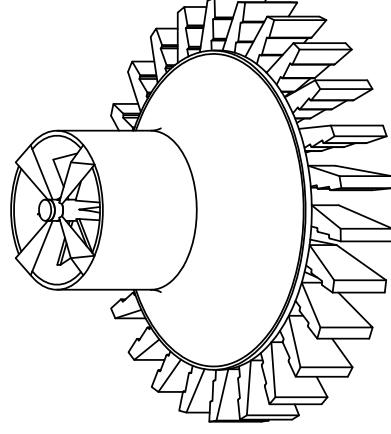
DETALLE C,
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



Vista Isométrica Rotor.



Vista isométrica Carcasa.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	carcasa	Dispositivo de sujeción de rodete.	1
2	rodete	Elemento Rotatorio de flujo.	1