



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Industrial

**Modelo analítico para
determinar el área máxima de
influencia de las gotas de agua
procedentes de las torres de
refrigeración en función de las
condiciones ambientales.**

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERIA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Autor: Silvia M^a García Jiménez
Director: Antonio Sánchez Káiser

 ÍNDICE GENERAL

1.	<i>CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN</i>	9
1.1.	CONTEXTO DEL PROYECTO	9
1.2.	ORIGEN DEL ESTUDIO	10
1.2.1.	LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN	12
1.3.	ESTADO DEL ARTE	16
1.4.	OBJETIVOS	18
1.5.	PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO	18
2.	<i>CAPÍTULO 2: DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA</i>	20
2.1.	ESTRUCTURA DE LA TORRE EXPERIMENTAL	20
2.2.	PROCEDIMIENTO	21
3.	<i>CAPÍTULO 3: MODELO NUMÉRICO Y ECUACIONES DE CONSERVACIÓN</i>	22
3.1.	INTRODUCCIÓN	22
3.2.	FASE CONTINUA	22
3.3.	MODELO LAMINAR Y DE TURBULENCIA	27
3.3.1.	FLUJO LAMINAR	28
3.3.2.	FLUJO TURBULENTO	29
3.4.	FASE DISCRETA	30
3.4.1.	ECUACIONES DEL MOVIMIENTO PARA LAS GOTAS	30
3.4.2.	LEYES DE INTERCAMBIO DE MASA Y CALOR	32
3.5.	DOMINIO	36
3.6.	GENERACIÓN DE MALLA	36
3.7.	CONDICIONES DE CONTORNO	38
3.8.	PROCEDIMIENTO DE SIMULACIÓN NUMÉRICA	40
3.8.1.	DISCRETIZACIÓN	40
3.9.	ESTUDIO INDEPENDIENTE DE MALLADO	41
3.10.	ESTUDIO DEL NÚMERO DE GOTAS INYECTADAS	47
4.	<i>CAPÍTULO 4: CALIBRACIÓN Y VALIDACIÓN DEL MODELO</i>	50
4.1.	INTRODUCCIÓN	50
4.2.	PERFIL DE HUMEDAD	51
4.3.	DEPOSICIÓN DE PARTÍCULAS	52
4.4.	ESTUDIO DE TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	52
5.	<i>CAPÍTULO 5: INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES ATMOSFÉRICAS</i>	63
5.1.	ESTUDIO PARAMÉTRICO	63
5.2.	INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA AMBIENTE	65
5.3.	INFLUENCIA DE LA HUMEDAD ABSOLUTA AMBIENTE	66

6.	<i>CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES</i>	67
6.1.	CONCLUSIONES	67
6.2.	FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO	70
7.	<i>Anexo I</i>	71
8.	<i>Anexo II</i>	75
9.	<i>Anexo III</i>	76
10.	<i>BIBLIOGRAFÍA</i>	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Temperatura media de algunas instalaciones y su efecto sobre la Legionella. Fuente: Centro Nacional de Microbiología (ISCIII).....	11
Figura 1.2. Esquema de una torre de refrigeración de tiro natural. Fuente: Centrales Térmicas. Circuito de agua de circulación. Torres de refrigeración. Ismael Prieto.....	14
Figura 1.3. Esquema de una torre de refrigeración de tiro forzado (izq.) y una de tiro inducido (drcha.). Fuente: Torres de Enfriamiento de Tiro Mecánico. Beatriz Fernández Carpintero.	15
Figura 2.1. Esquema básico de las dimensiones del dominio.....	20
Figura 2.2. Vista aérea de la central eléctrica de Chalk Point. Fuente: Google Chrome.	21
Figura 3.1. Dominio del modelo.....	36
Figura 3.2. Esquema básico del entorno creado.....	37
Figura 3.3. Imagen de la malla a la salida de la torre.	42
Figura 3.4. Vista general Malla 'A', malla gruesa.	43
Figura 3.5. Vista general Malla 'ref', malla intermedia.	43
Figura 3.6. Vista general Malla 'B', malla fina.	43
Figura 3.7. Detalle del tamaño de los elementos a la salida de la torre de refrigeración. La imagen A representa la malla intermedia, 'ref', la imagen B representa la malla gruesa y la imagen C representa la fina.	44
Figura 3.8. Contorno de humedad en la Malla 'A'	45
Figura 3.9. Contorno de humedad en la Malla 'ref'	45
Figura 3.10. Contorno de humedad en la Malla 'B'	45
Figura 3.11. Contorno de temperatura en la Malla 'A'	46
Figura 3.12. Contorno de velocidad en la Malla 'A'	46
Figura 3.13. Contorno de temperatura en la Malla 'ref'	46

<i>Figura 3.14. Contorno de velocidad en la Malla 'ref'</i>	46
Figura 3.15. Contorno de temperatura en la Malla 'B'	47
Figura 3.16. Contorno de velocidad en la Malla 'B'	47
<i>Figura 3.17. Contorno de deposición para el Caso 1</i>	48
<i>Figura 3.18. Contorno de deposición para el Caso 2</i>	48
<i>Figura 3.19. Contorno de deposición para el Caso 3</i>	48
Figura 3.20. Contorno de la deposición para el Caso 4.	48
Figura 6.1. Evolución de la nube de gotas para un tiempo parado en 160 segundos. La figura A representa el caso que hemos tomado como referencia, Invierno Húmedo; la figura B representa Invierno Seco; y la figura C representa Verano Húmedo	67
Figura 6.2. Evolución de la nube de gotas para un tiempo parado en 320 segundos. La figura A representa el caso que hemos tomado como referencia, Invierno Húmedo; la figura B representa Invierno Seco; y la figura C representa Verano Húmedo.....	68
Figura 6.3. Evolución de la nube de gotas para un tiempo parado en 320 segundos. La figura A representa el caso que hemos tomado como referencia, Invierno Húmedo; la figura B representa Invierno Seco; y la figura C representa Verano Húmedo.....	68

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 3.1. Relación entre el coeficiente de arrastre C_d y el número de Reynolds' Re para una esfera sólida. Fuente: H.J. Holterman. Kinetics and evaporation of water drops in air, IMAG, Wageningen, 2003.	30
Gráfico 3.2. Perfiles de temperatura del bulbo seco	39
Gráfico 3.3. Perfiles de humedad absoluta	39
Gráfico 3.4. Perfil de humedad en la Malla 'A'	45
Gráfico 3.5. Perfil de humedad en la Malla 'ref'	45
Gráfico 3.6. Perfil de humedad en Malla 'B'	45
Gráfico 3.7. Perfiles de humedad en 'comparación base'	46
Gráfico 3.8. <i>Deposición frente a distancia en el Caso 1.</i>	48
Gráfico 3.9. <i>Deposición frente a distancia en el Caso 2.</i>	48
Gráfico 3.10. <i>Deposición frente a distancia en el Caso 3.</i>	48
Gráfico 3.11. Deposición frente a distancia en el Caso 4.....	48
Gráfico 3.12. Medias móviles de la deposición frente a la distancia.....	49
Gráfico 4.1. Valores experimentales	51
Gráfico 4.2. Comparativa de la deposición del caso elegido con los datos experimentales.	52
Gráfico 4.3. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 1 (50um, 15T, 25HR)	54
Gráfico 4.4. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 2 (50um, 15T, 75HR)	54
Gráfico 4.5. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 3 (50um, 25T, 25HR)	55
Gráfico 4.6. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 4 (50um, 25T, 75HR)	55
Gráfico 4.7. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 5 (200um, 15T, 25HR)	55
Gráfico 4.8. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 6 (200um, 15T, 75HR)	56
Gráfico 4.9. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 7 (200um, 25T, 25HR)	56

Gráfico 4.10. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 8 (200um, 25T, 75HR)	56
Gráfico 4.11. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 1 (50um, 15T, 25HR)	57
Gráfico 4.12. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 2 (50um, 15T, 75HR)	58
Gráfico 4.13. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 3 (50um, 25T, 25HR)	58
Gráfico 4.14. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 4 (50um, 25T, 75HR)	58
Gráfico 4.15. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 5 (200um, 15T, 25HR)	59
Gráfico 4.16. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 6 (200um, 15T, 75HR)	59
Gráfico 4.17. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 7 (200um, 25T, 25HR)	59
Gráfico 4.18. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 8 (200um, 25T, 75HR)	60
Gráfico 5.1. Resultados de la predicción de la deposición en todos los casos	64
Gráfico 5.2. Resultados de la deposición a humedad absoluta ambiente constante	65
Gráfico 5.3. Resultados de la deposición a temperatura ambiente constante	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Tabla de los 8 casos incluidos en el estudio CFD de bulbo húmedo.....	53
Tabla 4.2. Validación de datos experimentales	57
Tabla 4.3. Tiempo de vida de la gota para cada caso	61
Tabla 4.4. Tiempo de vida de la gota para cada caso	61
Tabla 5.1. Seis casos incluidos en el estudio CFD	63
Tabla 6.1. Deposición y distancia afectada con cifras para los tres casos evaluados.	69

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1. CONTEXTO DEL PROYECTO

Este Trabajo Fin de Estudios se encuentra enmarcado dentro de un proyecto mayor como es el de “Acciones para el control y reducción de emisiones procedentes de torres de refrigeración”, financiado por el Ministerio de Ciencia e Investigación. Los objetivos principales del proyecto mayor son dos: el primero es la prevención del riesgo de contraer la bacteria *Legionella* en caso de un nuevo brote mediante la creación de un modelo numérico que permita conocer el área de máxima deposición y, por tanto, de máximo riesgo de infección; y por otro lado la creación de un equipo de separador de gotas prototipo que elimine o minimice la emisión de partículas al exterior, siendo este el foco principal de contagio. El proyecto principal consta de cuatro estudios paralelos:

- Estudio de la dispersión de gotas en entornos urbanos
- Estudios relativos a la emisión de gotas
- Medidas experimentales del arrastre y la deposición
- Estudio de otros equipos alternativos

Perteneciendo nosotros al primer estudio, Estudio de la dispersión de gotas en entornos urbanos, distinguimos dos sublíneas de investigación dentro de él:

- I. Desarrollo de un modelo numérico para poder reproducir cualquier situación real de emisión, arrastre y deposición de gotas procedentes de torres de refrigeración en entornos urbanos (estudiando tres casos reales: Maryland, Elche y Murcia), parte que desarrolla el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena.
- II. Estudio experimental de deposición de partículas provenientes de una torre de refrigeración, destinado al grupo de Investigación de la Universidad Miguel Hernández de Elche, gracias a la torre de refrigeración piloto de la que disponen.
- III. Modelo analítico para poder estimar el tiempo de vida de una gota y el área máxima de influencia de una torre de refrigeración en un entorno urbano en función de las condiciones ambientales, encargándose el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena.

Este Proyecto Fin de Grado colabora con el tercer punto: Creación de un modelo analítico capaz de predecir el tiempo de vida de una gota desde que sale de la torre de refrigeración hasta que, o bien se evapora, o bien toca suelo, así como capaz de determinar el área máxima de influencia de las gotas que pertenecen al segundo grupo.

Se simulará tanto el flujo de aire como la dispersión de gotas de agua expulsadas por la torre de refrigeración de Chalk Point, Maryland, lugar donde se ubica nuestra torre de referencia, no solo a nivel domino, sino a nivel datos. Las medidas experimentales de las que disponemos fueron tomadas en 1977 en esta estación eléctrica, que usaremos para validar el modelo.

Una vez validado, se comenzará a lanzar un total de seis casos correspondientes a seis épocas del año distintas, con sus respectivas modificaciones climáticas. Posteriormente se analizarán los valores de deposición para cada uno de los casos, pudiendo así postprocesar los datos y poder determinar tanto el tiempo de vida como el área máxima de influencia de ésta en un entorno urbano.

Este proyecto se está realizando a través del departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena, que trabaja en este tema desde hace años y quiere desarrollar un poco mas, concentrándose en temas de cara a otros fenómenos de evaporación e intercambios de masa, por lo que cabe destacar trabajos anteriores sobre los que voy a construir éste, como pueden ser: F. Sánchez, A. S. Kaiser, B. Zamora, J. Ruíz, M. Lucas. Prediction of the lifetime of droplets emitted from mechanical cooling towers by numerical investigation. International Journal of Heat and Mass Transfer. 89(2015) 1190-1206. quiere desarrollar un poco mas, concentrándose en temas de cara a otros fenómenos de evaporación e intercambios de masa

1.2. ORIGEN DEL ESTUDIO

La motivación para la realización del presente Trabajo Fin de Grado se basa en el alto riesgo que existe de contaminación debido a la liberación de pequeñas partículas o gotas de agua al aire ambiente provenientes de las torres de refrigeración. Estas torres se consideran el sistema actual más eficaz de enfriamiento y lo demuestra el hecho de que se usa en prácticamente todos los sistemas de refrigeración a nivel global, especialmente para aquellos equipos de aire acondicionado que funcionan a partir de una considerable potencia. Las torres de refrigeración generalmente usan agua, que fluye a través de un circuito de condensación para extraer al refrigerante que recorre el circuito gran parte de su calor. En esta agua, es posible que se forme un caldo de cultivo idóneo para ciertos parásitos, como por ejemplo la bacteria "Legionella", que se liberará al medio ambiente a través de las pequeñas partículas acuosas que salen de la torre, lo que representa un peligro para las personas y ecosistemas que habitan cerca de la torre de refrigeración.

Legionelosis es el nombre colectivo dado a un grupo de enfermedades causadas por la bacteria Legionella. La Legionella es una bacteria transmitida por el agua que debe suspenderse en gotas de agua o aerosoles para poder sobrevivir. Está naturalmente presente en el medio ambiente y probablemente ha existido durante los últimos 30 a 60 millones de años, pero solo en los últimos cientos de años ha empezado a causar problemas debido a la forma en que usamos y almacenamos el agua.

Hasta la fecha, se han identificado más de 50 especies diferentes de Legionella, pero la que más nos preocupa es la Legionella Pneumophila (latín para Pneumophila que significa amor al

pulmón). *Legionella Pneumophila* da lugar a la enfermedad de los legionarios, enfermedad mortal. Otras enfermedades relacionadas incluyen la Fiebre de Pontiac y la Fiebre de Lochgoilhead, que son versiones auto limitadas de la enfermedad de los legionarios.

La *Legionella* necesita un cierto conjunto de condiciones para poder sobrevivir. Necesita vivir en un rango de temperatura de entre 20 y 50 °C, por encima del rango superior comenzará a morir. El calor mata la bacteria, el frío no. Si su medio acuoso está por debajo de 20 °C, entrará en hibernación, pero no morirá.

Su temperatura óptima para el crecimiento es de 37 °C, que es la temperatura media del cuerpo, razón por lo que realiza un ataque tan eficiente en el ser humano una vez que ingresa a nuestro sistema. En cuanto a su fuente de alimento, la *Legionella* puede sobrevivir a costa de otras bacterias como, por ejemplo, algas, madera de escala o cualquier nutriente orgánico presente en el sistema de agua.

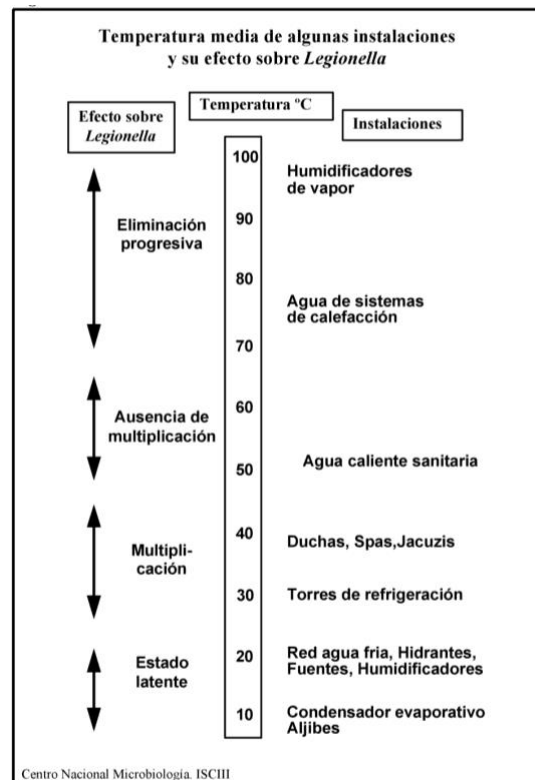


Figura 1.1. Temperatura media de algunas instalaciones y su efecto sobre la *Legionella*. Fuente: Centro Nacional de Microbiología (ISCH).

El movimiento lento o el agua estancada favorece a la bacteria *Legionella* para crecer y multiplicarse. Por ello, su nicho ecológico natural son las aguas superficiales, siendo un agente patológico importante de su flora bacteriana. El yacimiento principal de la bacteria es el agua, teniendo la capacidad de sobrevivir en una serie de condiciones físico-químicas muy variadas. Es desde estos yacimientos naturales de agua desde donde la bacteria llega a las ciudades recorriendo los canales de abastecimiento y las redes de distribución hasta llegar a la red de agua sanitaria de las viviendas, o cualquier otra instalación que necesite de agua para su

operación, como pueden ser los sistemas de aire acondicionado o calefacción. Además, esta bacteria puede permanecer suspendida en el aire si es espolvorizada, permitiéndole llegar, a al aparato respiratorio vía inhalación.

En cuanto a su prevención, existen varias legislaciones al respecto. La primera es el Real Decreto 2210 / 1995, de 28 de diciembre, por el que se crea la red nacional de vigilancia epidemiológica, así como el Real Decreto 865 / 2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis, ambos por el Ministerio de Sanidad y Consumo. Existen medidas de prevención para las torres de refrigeración que evitan que aparezcan colonias de Legionella. Estas medidas están basadas, en primer lugar, por la eliminación de posibles formas de la instalación que den lugar a la acumulación de agua, es decir, en el diseño de las torres; y, en segundo lugar, en el control de las condiciones del agua que circula por ellas, es decir, mantener el agua a cierta temperatura no idónea para la bacteria, además de llevar a cabo una serie de tratamientos de específicos.

Es digno de mención la importancia de los separadores de gotas como medida preventiva principal, pues son estos los que reducen las gotas liberadas al ambiente al 0.02% del total que emitiría, reduciendo del mismo modo la liberación de las bacterias y reduciendo la probabilidad de nuevos brotes.

1.2.1. LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

Las torres de enfriamiento son sistemas mecánicos diseñados para el enfriamiento de corrientes de agua en aquellas acciones que precisen de la disipación de calor. El principio de enfriamiento que usan estos equipos se basa en la evaporación. Genera una neblina de partículas de agua, ya sea por rociamiento o contacto directo con un flujo de aire, cuya superficie se evapora al entrar en contacto con dicho flujo, provocando una caída de la temperatura del resto de la gota que no se ha evaporado.

La aplicación más habitual de estos dispositivos suele estar vinculado a los sistemas de refrigeración, ya sea en la producción de frío en cámaras frigoríficas, como en refrigeración de locales como restaurantes. Sin embargo, en el campo de la industria, estos dispositivos se utilizan para cualquier tipo de enfriamiento que necesite un proceso de generación de calor que deba disiparse (por ejemplo, procesos como de fabricación que funcionan por fricción y que generan calor, para enfriar reacciones exotérmicas, para disipar el calor que se desprende de los desechos en centrales eléctricas, etc.).

Podemos encontrar numerosas clases de torres de refrigeración con un rango de tamaños muy grande, que puede ir desde una torre con un metro cuadrado de base, hasta el tamaño que quieras, influenciado por el circuito que refrigere.

Pueden ser construidos a partir de materiales como por ejemplo el acero inoxidable, el hierro, fibra u hormigón.

Cada torre, generalmente consta de una serie de componentes básicos:

- La balsa. Suele formar parte de la base de la estructura física de la torre, pero por motivos adversos, ya sean estructurales o de rendimiento, puede presentarse como un depósito aparte al que el agua accede por gravedad.
- El relleno. Su función es la de ampliar la superficie de intercambio térmico con el aire haciendo resbalar el agua por él. En cuanto al material, los hay de diferentes tipos. Pueden ser de chapa, fibra y el más común, plástico.
- Difusores. Pequeñas Duchas encargadas de pulverizar el agua sobre el relleno.
- Separador de gotas. Su finalidad es la de no dejar salir agua por la parte superior de la torre. Los hay de fibra y metálicos.
- Ventilador. Dependiendo de la colocación de este componente podemos distinguir entre varios tipos de torre de refrigeración, destacando las dos disposiciones más comunes, equipos de tiro forzado y equipos de tiro inducido.

Se trata de un procedimiento muy sencillo, basado en disminuir la temperatura del agua a través del aire, con un intercambio térmico. Si diseccionamos una torre por el eje de ordenadas, encontraríamos en la parte más alta el sistema de pulverización de agua. Este sistema inyecta agua de tal forma que por gravedad consigue la formación de pequeñas gotas de agua.

Durante su descenso, lo siguiente que encontraríamos es el relleno. Un material cuyo fin, además de incrementar la superficie de contacto como ya se ha mencionado anteriormente, es el de incrementar el tiempo de caída, incrementando consigo la duración del proceso de intercambio. Ha de ser de un coste bajo, resistente al deterioro térmico y químico y fácil de limpiar de acuerdo con la Norma ISO 11731 Parte 1. Calidad del agua. Detección y enumeración de Legionella (NTP 692: Legionelosis: revisión de las normas reglamentarias (II). Medidas específicas). Su diseño debe permitir un flujo fácil y uniforme del agua y el aire para provocar la menor resistencia y pérdida de carga posible. Existen tres posibles maneras de repartir el agua por el relleno:

- Por salpicadura o goteo
- De película o laminares
- De tipo mixto

Los más utilizados son los segundos, los de película o laminados, aunque el uso de cada una de ellas dependerá únicamente de las características de uso y diseño de la torre. Este relleno consiste en hacer fluir el agua por su superficie distribuyéndola en una fina película. La capa ha de ser lo más fina posible y cubrir la máxima área de relleno permitida. El modelo ideal sería aquel en el que no se separara agua del relleno a causa de la corriente de aire, pero en el real esto puede pasar. Por ello toda torre de refrigeración posee un separador de gotas.

El separador de gotas tiene como finalidad detener aquellas gotas que han sido arrastradas por la corriente de aire que sale de la torre mediante una variación brusca de la dirección de la superficie de ascenso (de unos 60 grados aproximadamente). Este cambio obliga al agua arrastrada a tocar la superficie del separador de gotas y provocar su deposición nuevamente en el relleno, favoreciendo la reducción de pérdidas de agua que nos supondría. También nos reduce los daños en el entorno, pues el agua expulsada podría contener sales o incluso químicos.

Al final del proceso, el agua cae a la balsa a una temperatura inferior a la de inyección.

En cuanto al flujo ascendente de aire puede ser generado de dos tipos:

- Por flotación (tiro natural)
- De forma mecánica (ventilación mecánica, a través de un ventilador)
-

Lo que nos da lugar a una nueva clasificación de las torres de refrigeración:

- Equipos de tiro natural
- Equipos con ventilación mecánica

Los equipos de tiro natural están basados en el llamado efecto chimenea, es decir, por inducción de movimiento debido a las capas de temperatura. El agua inyectada a una alta temperatura genera un foco caliente en la parte inferior de nuestra estructura, induciendo por tanto el movimiento de aire que será ascendente. Se trata de una instalación diseñada para mover y refrigerar grandes cantidades de agua, por ello está destinada a grandes industrias o productoras de energía, ya sean térmicas o nucleares. Presentan grandes dimensiones, por lo que habitualmente carecen de separador de gotas. Dada su elevada altura la emisión de partículas al exterior es muy limitada, y eliminando este elemento consigue eliminar mucha pérdida de carga también.

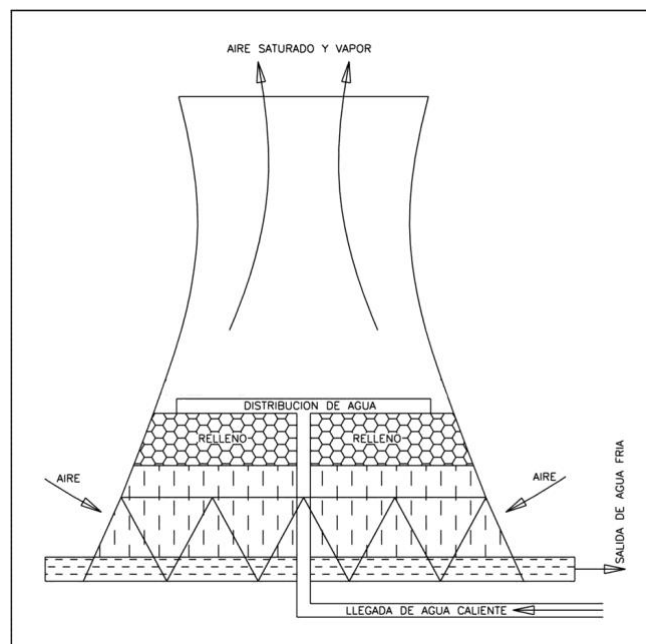


Figura 1.2. Esquema de una torre de refrigeración de tiro natural. Fuente: Centrales Térmicas. Circuito de agua de circulación. Torres de refrigeración. Ismael Prieto.

Los equipos de tiro mecánico con ventilación mecánica usan ventiladores para la propulsión del aire. Estos ventiladores han de estar preparados para trabajar en una serie de condiciones duras, no solo climáticas como pueden ser la alta humedad y temperatura, sino a nivel rendimiento. Están en constante movimiento. Aunque podemos encontrarlos de tipo axial, normalmente son de tipo centrífugo. Los álabes más usados son de plástico o aluminio por sus

cualidades mecánicas de ligereza y por su gran resistencia a la corrosión y al deterioro. Junto con el ventilador tiene que ir un motor igualmente adaptado al medioambiente, es decir, convenientemente protegidos de altas temperaturas y por supuesto, de la humedad. Los aislamientos más comunes son los de tipo B, que aguantan hasta temperaturas de 120°C, o de tipo F, hasta 140 °C. El motor se dispondrá fuera del alcance, en su mayor medida, del flujo de aire y humedad, mediante un sistema de transmisión.

En cuanto a la disposición y geometría de las torres de tiro mecánico, encontramos dos subcategorías más:

- Equipos con ventilación mecánica de tiro forzado
- Equipos con ventilación mecánica de tiro inducido

Los equipos de tiro forzado presentan los ventiladores situados en la parte más baja de la torre, propulsando el aire al interior de esta y forzándolo a salir por la parte superior, pasando antes por el relleno y separador de gotas. El agua es inyectada a través de aerosoles por la parte superior obligada a superar de igual manera ambos componentes, relleno y separador de gotas, cayendo en un tanque situado en la base, desde el cual volverá a ser impulsada mediante equipos de bombeo y así reiniciar el proceso. Puede verse un esquema de una torre de refrigeración con ventilación mecánica de tiro forzado en la figura 1.1 (izq.).

Los equipos de tiro inducido, en cambio, funcionan por depresión. A diferencia de los de tiro forzado, el ventilador está localizado en la parte superior de la torre. Su funcionamiento consiste en la succión del aire que circula a través de la estructura y se renueva mediante una serie de aperturas situadas en la parte inferior de la misma, como se aprecia en la figura 1.1 (drcha.).

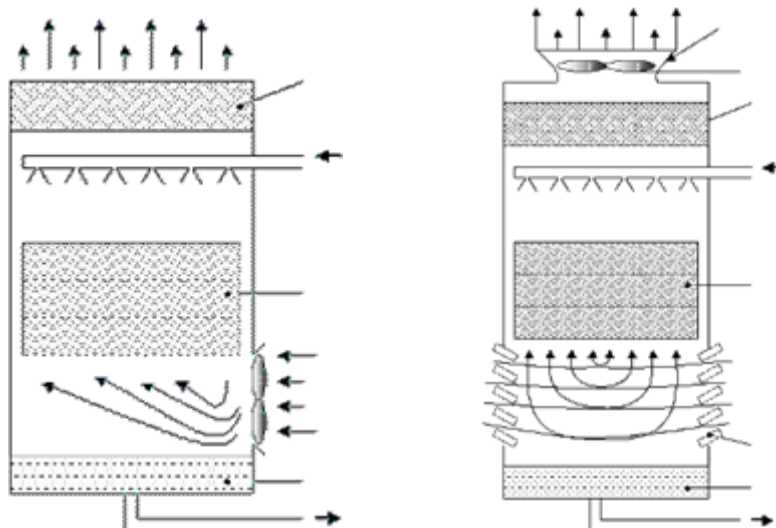


Figura 1.3. Esquema de una torre de refrigeración de tiro forzado (izq.) y una de tiro inducido (drcha.).
Fuente: Torres de Enfriamiento de Tiro Mecánico. Beatriz Fernández Carpintero.

1.3. ESTADO DEL ARTE

El grupo de investigación de Mecánica de Fluidos trabaja en proyectos que giran en torno a las torres de refrigeración desde hace años, ya sea para la prevención de daños provocados por bacterias patógenas o para su eliminación con nuevos prototipos. Ahora el mismo grupo quiere indagar aún más, de cara a los fenómenos de evaporación e intercambios de masa.

El objetivo de este trabajo es crear un modelo en openFOAM y validarlo, que no solo contemple las trayectorias, sino sobre todo la evaporación y la transferencia de masa. Existen varios métodos de aproximación para resolver este problema: en primer lugar, tenemos los analíticos, que predicen la dispersión y el transporte de aerosoles finos o gases que se expulsan al entorno a través de una torre de refrigeración. Los más comunes son: ISCST3 (Industrial Source Complex Short Term Version 3 y SACTI (Seasonal-Annual Cooling Tower Impact); en segundo lugar, están los estudios experimentales.

El ISCST3, modelo que aprobó la *US EPA* (Protección del Medio Ambiente de los EE. UU.), junto con el desarrollado por la *Electric Power Research Institute*, SACTI, son mayormente utilizados para explicar el comportamiento que presenta el penacho de cualquier torre de refrigeración y, por lo tanto, definir el movimiento de partículas gaseosas que son expulsadas. Aunque presentan una pequeña aplicación de la termodinámica, como puede ser los cambios de fase, estos efectos están muy escasos en cuanto a comportamiento, pues todos examinan regiones vacías, sin posibles interferencias en el flujo de partículas, como pueden ser un valle de una montaña o una urbanización.

Si diferenciamos entre los dos modelos mencionados, el primero, ISCST3 es el más empleado a nivel mundial para problemas de calidad de aire y dispersión de contaminantes. Parte de una base del modelo de ecuación Gaussiana estacionaria de estado del penacho, empleada modificando la emisión a procedente de un foco puntual, en este caso una chimenea. Se trata de un modelo utilizado para comprobar que las torres de refrigeración estudiadas cumplen con la regulación de emisiones permitidas, ya que registra los datos meteorológicos y los almacena cada hora, prediciendo así el comportamiento del penacho, desde la deposición que va a generar, lo que se va a elevar a causa de las fuerzas de flotación y la difusión que va a presentar. En cuanto a la deposición, este modelo permite determinar varios tamaños de partículas, por lo que realiza un sumatorio de la deposición que hay para cada diámetro de gota. A pesar de esto, como he mencionado anteriormente, el modelo está muy limitado a nivel fenómenos termodinámicos, más en concreto los referentes al intercambio de masa, como la evaporación o el arrastre de las partículas, pues no se encuentran programados.

El segundo modelo mencionado, SACTI, es un modelo mejorado del ISCST3 usado para la predicción de la elevación del penacho de las torres de refrigeración y el arrastre, con la posibilidad de elegir varias configuraciones de torre. Algunas de las mejoras pueden ser: la implementación del modelo integral avanzado para deducir la dispersión y trayectoria de la pluma; posibilidad de elegir entre varios modelos de inyección de la torre al aire exterior; presenta un modelo básico y limitado de evaporación. El modelo SACTI ha sido validado en diversas ocasiones con datos experimentales, concluyendo que se trataba de un modelo muy

completo y preciso, pese a las limitaciones que presenta, siendo algunas de ellas las siguientes: no predice el comportamiento de partículas de gran diámetro; no concibe el estudio de una región con obstáculos, por ejemplo, edificios; no está preparado para interactuar con varias fuentes a la vez.

El proyecto que se presenta como origen de este trabajo es el realizado por Sánchez, F. et ál. (2015). *Prediction of the lifetime of droplets emitted from mechanical cooling towers by numerical investigation*, enmarcado dentro del grupo de Investigación de Mecánica de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena, presenta un modelo numérico CFD capaz de simular la deriva y la evaporación de las gotas de agua emitidas por una torre de enfriamiento mecánico en un área urbana. El modelo se basa en una torre de refrigeración de tiro mecánico real situada en los alrededores de la Universidad Miguel Hernández (Elche, España) con la que, además, se realiza un estudio experimental de la deposición para validar el modelado numérico mediante la técnica de papeles sensibles al agua. En este trabajo si que se incluyen obstáculos en forma de edificios dentro del dominio.

Esto me lleva a hablar de los estudios experimentales. Para el presente proyecto, he dispuesto de una valiosa bibliografía con estudios como el que realizó primeramente Kennedy et ál. (1974), seguido de JHU et ál. (1977) y por último Policastro, A. et ál. (1978), todos con origen del estudio del arrastre y de la deposición en la central térmica de Chalk Point, Maryland, en la torre de refrigeración de 2640 MW.

Una muy buena herramienta para caracterizar los tres parámetros principales de este problema, deposición, dispersión y emisión de gotas de agua provenientes de las torres de refrigeración es la Mecánica de Fluidos Computacional (CFD). Se trata de un método que está en auge, con solvers para todo tipo de casos a estudiar y con posibilidad de manipularlos. Tiene capacidad para simular y trabajar dominios grandes y finos, con gran peso computacional. Recurriendo a la bibliografía, hemos tomado como referentes algunos estudios como el realizado por England, W. G. et ál. (1973), o Meroney, R. N. (2006), y posteriormente mejorado Meroney, R. N. (2008).

Lucas, M. et ál. (2010), también dentro del grupo de Investigación de Mecánica de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena, realizaron un modelo numérico y simulación CFD a partir de la plataforma ANSYS, Fluent, de la torre de refrigeración de la central térmica situada en Maryland, Chalk Point, con el fin de validar sus datos con los recogidos por JHU (1977) de forma experimental y se trata de un artículo de gran importancia en el presente proyecto. Se ha detectado que tal y como se estaba trabajando hasta ahora nos encontramos con algunas limitaciones en lo que concierne a la saturación. Por ello, se ha querido pasar a nuestros propios códigos, esta vez con OpenFOAM®, para poder trabajar más a fondo que la humedad relativa no aumente por encima del 100%, sino que cree gotas nuevas.

1.4. OBJETIVOS

El presente Proyecto final tiene por objetivo la creación de una base de datos en la que se recojan casos con posibles condiciones climatológicas que se puedan dar en las distintas estaciones del año en Murcia, España, para la prevención y regulación de futuros brotes de legionelosis, así como el desarrollo de un programa analítico que facilite y agilice el proceso de obtención de resultados del modelo numérico referentes a la exposición y alcance de la gota. Para llevar a cabo estos objetivos fundamentales, hemos de desarrollar otros objetivos secundarios como pueden ser:

- Desarrollar un modelo analítico. Se llevará a cabo una recapitulación de las ecuaciones a usar para así poder determinar el modelo analítico sobre el que vamos a trabajar. Se trata de la parte del proyecto más importante, pues es a partir de la cual vamos a poder completar satisfactoriamente las fases que vienen a continuación.
- Desarrollo de un software del modelo analítico mediante Matlab® y un modelo computacional de dinámica de fluidos para predecir la dispersión de gotas de agua y la deposición de la deriva de la superficie desde las torres de enfriamiento.
- Validación del modelo utilizando datos experimentales de Chalk Point como referencia.
- Evaluar la influencia de las condiciones ambientales psicrométricas (temperatura de bulbo seco y humedad absoluta) y la temperatura de salida de las gotas de agua en la deposición de la deriva y en el tamaño del área afectada por la torre de enfriamiento, para así poder predecir el alcance máximo de las gotas en diferentes escenarios.
- Establecer las conclusiones del estudio.

Para que esto se desarrolle, se necesitará realizar un estudio previo a todo del tamaño malla y del dominio que se precisarán en la simulación, así como el análisis de las condiciones óptimas de contorno que sean capaces de simular no solo la capa térmica sino también la viscosa, para posteriormente poder validar los diferentes casos que se reproducirán teniendo en cuenta las condiciones atmosféricas del entorno escogido.

Al pretender desarrollar un modelo numérico, se emplearan distintos Software como pueden ser: *OpenFOAM*, *SALOME*, *Microsoft Excel* y *Matlab* entre otros.

1.5. PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

Para finalizar este capítulo, una vez señalados los objetivos y el contexto del proyecto, se describe la estructura de la memoria del proyecto.

El capítulo primero se ha usado para introducir todo lo que engloba este proyecto, desde los orígenes del estudio, los objetivos, estudios anteriores usados como referencia, hasta esta pequeña recapitulación.

El segundo capítulo plantea una descripción del problema a resolver, acotando el entorno sobre el que vamos a trabajar e introduciendo los estudios que se realizaran.

El Capítulo 3 plantea y resuelve las ecuaciones matemáticas empleadas para ambas fases, continua y discreta. Además de establecer las ecuaciones de conservación, en este tercer capítulo se establece el dominio y las condiciones de contorno, y se presenta el modelo numérico conseguido a partir del estudio de independencia de mallado y el estudio del número de gotas inyectadas.

En el capítulo 4 se realiza la calibración y validación del modelo a partir de un estudio de la temperatura del bulbo húmedo y la comparación de los datos experimentales de los que se dispone con los resultados obtenidos en los estudios del Capítulo 3.

En el quinto capítulo se comprueba la repercusión que tienen las condiciones climáticas en nuestro modelo realizando un último estudio paramétrico, en el que se compararán seis casos de climatología distinta. Más adelante, se postprocesan los datos para obtener el tiempo de vida y el área máxima de influencia de una gota para cada uno de los casos.

En el Capítulo 6 ya que el objetivo de este trabajo es crear un modelo en openFOAM que contemple sobretodo, no solo las trayectorias de las partículas, sino también la evaporación y el calentamiento de estas (la transferencia de masa), se explica en detalle el comportamiento que tienen las gotas de agua y las ecuaciones genéricas que rigen nuestro acoplamiento entre fases.

En el último capítulo, finalmente, se presentan los resultados concluyentes del trabajo, así como las futuras líneas de trabajo.

CAPÍTULO 2: DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

2.1. ESTRUCTURA DE LA TORRE EXPERIMENTAL

El modelo físico empleado en este documento está compuesto por una torre de enfriamiento de tiro natural hiperbólica. La torre de enfriamiento tiene una altura de 124 m, un diámetro de base de 114 m y un diámetro de salida de 54,8 m. La simulación se ha realizado en un dominio con una longitud de 3000 m, una anchura de 1000 m y una altura de 750 m (ver Figura 4). Las condiciones ambientales como la velocidad del viento, la temperatura y la humedad absoluta se han configurado como perfiles. Las condiciones a la salida de la torre de enfriamiento se han definido por medio de la velocidad del aire, la temperatura y la humedad absoluta. La deriva del agua se caracteriza por una distribución del tamaño de las gotas.

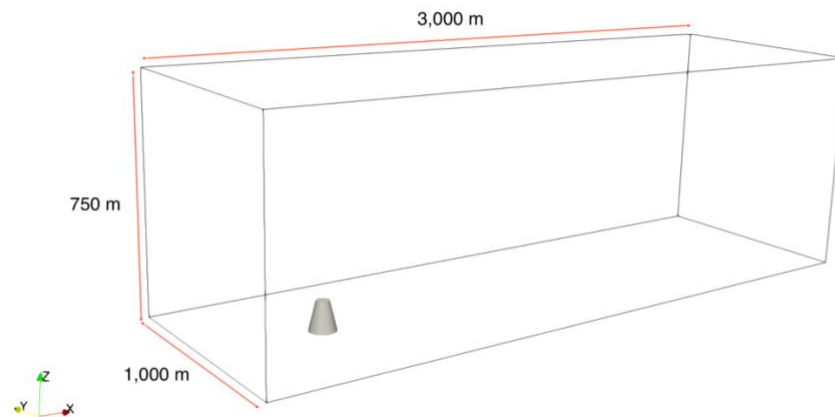


Figura 2.1. Esquema básico de las dimensiones del dominio.

La torre de referencia está situada en la central eléctrica de Chalk Point (Maryland, EE. UU.) En una península que se extiende hacia la bahía local y las tierras húmedas. La central eléctrica de Chalk Point es la estación de generación más grande de Maryland. Su tamaño es de aproximadamente 4,69 km² y su capacidad es de aproximadamente 2.415 GW. Para disipar el calor de los condensadores, el agua salobre de la bahía se recircula en dos torres de enfriamiento de tiro natural. Aunque el objetivo de este trabajo va más allá de la simulación de una torre de enfriamiento particular, se ha seleccionado la geometría de Chalk Point porque los datos experimentales de deposición de deriva están disponibles para validar el modelo numérico.



Figura 2.2. Vista aérea de la central eléctrica de Chalk Point. Fuente: [Google Chrome](#).

2.2. PROCEDIMIENTO

En primer lugar, se introducirá de forma breve el código que se ha empleado en OpenFOAM, para poder así comprender su funcionamiento.

Se procederá entonces a explicar la resolución del modelo numérico paso a paso, partiendo del dominio y las condiciones de contorno, hasta llegar al modelo matemático. Se indicará, además, los algoritmos y las simplificaciones efectuadas para llegar al sistema de ecuaciones algebraicas final.

Habiendo resuelto el problema base del proyecto, se introducirán las condiciones de contorno de los casos simulados.

Y en último lugar, se llevarán a cabo dos estudios independientes: el primero de ellos será un estudio sobre la influencia que ejerce el tamaño de las celdas o elementos de la malla sobre el resultado final, con el fin de obtener la malla más ligera posible y, por lo tanto, con menor coste computacional, pero que a su vez ofrezca, en la mayor medida, los mismos resultados que cualquier otra malla con más elementos; el segundo será un estudio del número de partículas inyectadas en el modelo, para comprobar que no por variar este número cambia el resultado.

CAPÍTULO 3: MODELO NUMÉRICO Y ECUACIONES DE CONSERVACIÓN

3.1. INTRODUCCIÓN

Para analizar el modelo matemático del problema que se ha tratado aquí, se emplea un modelo de Euler-Lagrange para simular las dos fases involucradas en el problema. La fase continua (aire húmedo atmosférico) se rige por los principios de masa, momento, energía y especies, mientras que la fase dispersa (gotitas de agua liberadas desde la torre de enfriamiento) se rige por la fuerza, la energía y los balances de masa, desde el punto de vista lagrangiano. Ambas fases están acopladas a través de términos de fuente apropiados en las ecuaciones de conservación. Por lo tanto, el conjunto de ecuaciones que gobiernan la fase continua del flujo de la torre de enfriamiento externa, incluida la ecuación de especies químicas (aire seco y vapor de agua), y el conjunto de ecuaciones para la fase discreta (gotas de agua procedentes de la salida de la torre de enfriamiento), se describen en esta sección.

3.2. FASE CONTINUA

La fase continua es aquella que comprende toda la parte del aire húmedo y que gobiernan sus ecuaciones de flujo correspondientes. Para encontrar el modelo matemático que define el flujo atmosférico, lo primero que debemos considerar es que no encontramos bajo la influencia de la capa límite atmosférica o *ABL* (*Atmospheric Boundary Layer*) por el hecho de estar dentro de la atmósfera. Como se mencionó anteriormente, también presenta transferencia de masa y de calor entre las fases, además de flujo de fluidos. Por ello, los principios que van a regir la fase continua son la cantidad de movimiento, energía y especies químicas y por último la conservación de masa. Navier-Stokes ha propuesto ecuaciones que modelan matemáticamente estos de conservación y que presento en forma de coordenadas cartesianas:

$$\text{div}(\vec{u}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{D\vec{u}}{Dt} = \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \text{div}(\vec{u}\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \vec{u} + \vec{f}_m \quad (3.2)$$

$$\rho \frac{De}{Dt} = \rho \frac{\partial e}{\partial t} + \vec{u} \cdot \text{div}(e) = \phi v + k \Delta T + Q_r \quad (3.3)$$

con:

$$\phi v = \tau'_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = 2\mu\gamma_{ij}\gamma_{ji} \quad (3.4)$$

$$\tau'_{ij} = 2\mu\gamma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.5)$$

y cuyas ecuaciones de estado son:

$$de = c(T)dT \quad (3.6)$$

$$\rho = cte \quad (3.7)$$

En cuanto a la velocidad \vec{u} , se compone de los tres componentes direccionales (u, v, w) . Sabiendo por Otón, R.A. (2010) que no solo la capa límite atmosférica tiene densidad constante, sino que también describe un modelo en el que la única fuerza másica que presenta en la coordenada z es la gravedad, mientras que en los ejes x e y encontramos las fuerzas de Coriolis. En conocimiento de esto podemos desarrollar las ecuaciones distinguiendo entre componentes.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_v - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v\Delta u \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -f_u - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + v\Delta v \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v\Delta w \quad (3.11)$$

Además, podemos ir más lejos y separar la ecuación de la energía (3.16) en dos, por un lado, la temperatura θ y por otro lado la humedad q :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} + w \frac{\partial \theta}{\partial z} = \alpha_h \Delta \theta \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t} + u \frac{\partial q}{\partial x} + v \frac{\partial q}{\partial y} + w \frac{\partial q}{\partial z} = \alpha_v \Delta q \quad (3.13)$$

donde f_v es el factor de Coriolis en la coordenada u , f_u el factor de Coriolis en la coordenada v , α_h es la difusividad térmica y α_v la difusividad del vapor de agua.

El factor de Coriolis f se puede desarrollar como:

$$f = 2\Omega \sin(\phi) \quad (3.14)$$

con Ω siendo la velocidad angular de la Tierra y ϕ la latitud geográfica.

En cambio, para poder simplificar este sistema de ecuaciones de derivadas parciales y así poder solucionar el problema de la turbulencia integrando, se necesitará de un operador estadístico promedio. El más común de todos es el método de Reynolds. Se trata de un método que propone la descomposición de una variable cualquiera del flujo turbulento a en dos, la parte promediada A y otra parte aleatoria a' :

$$a = A + a' \quad (3.15)$$

Si ahora reescribimos el sistema de ecuaciones anterior nuevamente introduciendo este concepto, adaptándolo al método de Reynolds, el resultado es un nuevo sistema de ecuaciones que responde al nombre de RANS (del inglés: Reynolds-Averaged Navier Stokes equations):

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} = f_u - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \Delta U - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial(\overline{\rho u' u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho u' v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho u' w'})}{\partial z} \right) \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} = f_v - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \Delta V - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial(\overline{\rho v' u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v' v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho v' w'})}{\partial z} \right) \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} = g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \Delta W - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial(\overline{\rho w' u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho w' v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho w' w'})}{\partial z} \right) \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + U \frac{\partial \theta}{\partial x} + V \frac{\partial \theta}{\partial y} + W \frac{\partial \theta}{\partial z} = \alpha_h \Delta \theta - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial(\overline{\rho \theta' u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho \theta' v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho \theta' w'})}{\partial z} \right) \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t} + U \frac{\partial q}{\partial x} + V \frac{\partial q}{\partial y} + W \frac{\partial q}{\partial z} = \alpha_v \Delta q - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial(\overline{\rho q' u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho q' v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho q' w'})}{\partial z} \right) \quad (3.21)$$

Los nuevos términos que han aparecido en el sistema de ecuaciones son los esfuerzos turbulentos adicionales de las medias de velocidad U, V y W . Podemos descomponer éstos individualmente para analizarlos:

$$\text{Normales:} \quad \tau_{xx} = \overline{\rho u'^2}, \quad \tau_{yy} = \overline{\rho v'^2}, \quad \tau_{zz} = \overline{\rho w'^2} \quad (3.22)$$

$$\text{Cortantes:} \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = \overline{\rho u' v'}, \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = \overline{\rho u' w'}, \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = \overline{\rho v' w'} \quad (3.23)$$

A estos esfuerzos se les denomina esfuerzos de Reynolds. Los esfuerzos normales siempre van a ser distintas de cero, pues llevan velocidades pulsátiles al cuadrado. Además, contienen las varianzas de las componentes de la velocidad u, v y w . En cambio, los esfuerzos cortantes sí que deberían de ser nulos si tenemos en cuenta que el producto promediado $\overline{u' v'}$ de dos

componentes fluctuantes aleatorias de la velocidad debería de ser nulo. La realidad es que no lo es, y de hecho suelen ser datos muy altos debido a la estructura de los vórtices y torbellinos, Versteeg-Malalasekera (2007).

Lo que se nos presenta ahora es el llamado “*problema de cierre*”. Al añadir los nuevos términos de turbulencia nos han aparecido nuevas incógnitas desconocidas como son las varianzas y covarianzas, pero mantenemos el número de ecuaciones, por lo que tenemos un número de incógnitas mayor que de ecuaciones. Para solventar este problema y lograr “*cerrar*” el sistema de ecuaciones igualando el número de ecuaciones al número de incógnitas se nos presentan varias propuestas interesantes que podemos clasificar en dos grandes grupos: las aproximaciones de primer orden, que consiste en expresar los términos de divergencia turbulenta en función a variables desconocidas; y las de orden superior o de Modelos de Turbulencia, que consisten en la adición de nuevas ecuaciones adicionales al sistema existente.

En nuestro proyecto se ha trabajado con el segundo grupo. Éstos asumen la existencia análoga sobre el flujo medio entre esfuerzos de Reynolds y los esfuerzos viscosos, Boussinesq (1877). En la actualidad, dentro los Modelos de Turbulencia, los dos más representativos son los modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$.

Para nuestro modelo, se ha usado, concretamente, el modelo $k - \varepsilon$ por su relación eficacia-coste computacional. Se trata un modelo muy efectivo como ecuación de cierre para problemas de transición de régimen laminar a régimen turbulento, así como “*rápido*” de procesar, aunque presente limitaciones para números bajos de Reynolds. Esto supone, como consecuencia, una limitación en la predicción de la transición de régimen laminar a régimen turbulento también, algo que no se presenta en el modelo $k - \omega$. Por lo tanto, se incluyen dos ecuaciones adicionales en el modelado, el transporte de energía cinética turbulenta (k) y el transporte de su tasa de disipación ($\varepsilon \approx dk/dt$).

Si entramos un poco más en detalle en el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ empleado, se trata de un modelo de turbulencia semi-empírico basado en dos ecuaciones, la ecuación del transporte de la energía cinética turbulenta k y el producto del análisis dimensional y razonamiento físico ε , o lo que es lo mismo, el promedio de disipación de la energía cinética turbulenta, usado para definir las grandes escalas de la turbulencia, la velocidad v y también la longitud l :

$$v \sim k^{1/2}, l \sim \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (3.24)$$

La validez de este modelo se ve sujeta a que los valores de k y ε están intrínsecamente unidos. Pese a que l es una escala de vórtices grandes y ε una variable propia de los vórtices más pequeños, para números de Reynolds’ altos existe una relación directa entre la tasa de transferencia de energía de flujo medio a los vórtices grandes y la tasa de transferencia de éstos a los vórtices más pequeños.

Por ello, este modelo de turbulencia es únicamente válido para flujos completamente turbulentos, pues si no se da un número de Reynolds’ alto, no se cumplirá la relación anterior y

por tanto no existiría un límite de crecimiento, y sea hacia arriba o hacia abajo, de la energía en las distintas escalas.

La viscosidad turbulenta vendrá dada por:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.25)$$

El modelo consta de una serie de ecuaciones características:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\Gamma_k}{\rho} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{G_k}{\rho} + \frac{G_b}{\rho} + \frac{S_k}{\rho} \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\Gamma_\varepsilon}{\rho} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\rho k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{S_\varepsilon}{\rho} \quad (3.27)$$

$$\frac{\Gamma_\varepsilon}{\rho} = \nu + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (3.28)$$

donde G_k y G_b son la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media y debido a la flotación, respectivamente. Tanto S_k como S_ε representan los términos Fuente de las ecuaciones de transporte y Γ_ε es el término de la difusividad.

Las constantes, por otro lado, vienen dadas por:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right|, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad (3.29)$$

donde v es la componente de velocidad paralela del flujo y u la componente perpendicular.

En cuanto a las zonas cerca de la pared y su tratamiento, si presenta un número de Reynolds alto, el flujo se asemejará a las leyes de pared, leyes que utiliza el modelo $k - \varepsilon$ cerca de la pared, evitando así la simulación del flujo y por lo tanto acumular más error.

3.3. MODELO LAMINAR Y DE TURBULENCIA

Durante muchas décadas, la resistencia de un objeto rígido a un fluido que fluía a su alrededor se evaluó determinando el llamado número de Reynolds. Para números de Reynolds relativamente bajos (es decir, flujo de velocidad relativamente baja) el flujo de fluido alrededor del objeto es laminar: consiste en capas fluidas imaginarias con diferentes velocidades, que fluyen suavemente alrededor del objeto. Las perturbaciones accidentales en el campo de flujo disminuirán y desaparecerán en el flujo laminar. La resistencia o "fuerza de arrastre" sobre el objeto está determinada por la fricción entre estas capas fluidas. Para un objeto esférico, la fuerza de arrastre está descrita por la ley de Stokes (ver Sección 3.3.1.); depende de la viscosidad del líquido, el tamaño del objeto y la velocidad relativa del líquido con respecto al objeto.

Al aumentar el número de Reynolds, las pequeñas perturbaciones en el campo de flujo laminar ya no desaparecerán. En cambio, pueden aumentar y, finalmente, la estructura laminar del flujo se perderá completamente, salvo una capa límite laminar cerca de la superficie del objeto. El flujo principal se dice que es un flujo turbulento. Ahora la fuerza de arrastre está determinada principalmente por la fricción en las partes turbulentas del líquido; la contribución de la fricción en la "envoltura" laminar alrededor del objeto es relativamente pequeña. En la parte posterior del objeto, la capa límite eventualmente se desprenderá, creando una estela turbulenta. En el flujo turbulento, la ley de Stokes ya no es aplicable, por lo tanto, también se utiliza el término "flujo de non-Stokes". En el flujo turbulento, la fuerza de arrastre puede describirse introduciendo un "coeficiente de arrastre", que depende de la forma del objeto (y con frecuencia también del número de Reynolds). Físicamente, la transición de laminar a turbulento siempre ocurre gradualmente, pero como objeto a discusión, los flujos laminares y turbulentos se consideran dos regímenes de flujo claramente distintos. Matemáticamente, el flujo laminar resulta ser un "caso especial" de las ecuaciones generales de flujo utilizadas para describir el flujo turbulento (Ver sección 3.3.2.).

Las gotas de líquido que caen o flotan en el aire a menudo se pueden describir de la misma manera, siempre que las gotas se puedan considerar esféricas. En la mayoría de los casos prácticos, incluida la aplicación en las torres de refrigeración, el flujo de aire alrededor de las gotas es turbulento porque los números de Reynolds son demasiado altos. Para describir la trayectoria de una gota en el aire, es necesario conocer el coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds. En la literatura, la relación entre el coeficiente de resistencia y el número de Reynolds siempre es empírico, y generalmente se describe de tal manera que se facilita el manejo matemático (principalmente la integración analítica). En muchos casos surge un conjunto de relaciones, cada una de las cuales es válida solo para un rango relativamente pequeño de los números de Reynolds. Para cubrir una amplia gama de números de Reynolds, se debe usar todo el conjunto, a menudo con discontinuidades cuando se pasa de una relación a otra.

En el modelo de deriva de Holterman (Holterman et al., 1997), los recorridos de muchas gotas, que comienzan en la salida de una boquilla de rociado, se describen con precisión para calcular los depósitos y la deriva del rocío a favor del viento. En aplicaciones de pulverización, los números de Reynolds varían aproximadamente de 0 a 2000 (consulte la Sección 3.3.5.); para

calcular el coeficiente de arrastre para este rango, se requieren al menos tres relaciones. Estas consideraciones pidieron una nueva y amplia relación entre el coeficiente de arrastre y el número de Reynolds.

Este capítulo describe las fuerzas de arrastre en una gota esférica en el aire, y una relación empírica de amplio alcance y relativamente simple entre el coeficiente de arrastre y el número de Reynolds.

3.3.1. FLUJO LAMINAR

La resistencia del aire en objetos de una forma cualquiera en un flujo de aire se describe normalmente usando el número de Reynolds' Re :

$$Re = \frac{\rho_a D v}{\eta_a} \quad [adimensional] \quad (3.30)$$

donde D es una medida característica del tamaño del objeto, v es su velocidad relativa al flujo de aire, ρ_a es la densidad del aire, y η_a es la viscosidad dinámica del aire. Para el caso de objetos esféricos, D es el parámetro del tamaño de diámetro.

Para $Re < 0.25$ (ver sección 3.3.5.) el flujo alrededor de la esfera es completamente laminar. La fuerza de arrastre es equivalente a la resistencia viscosa del aire y, por tanto, podemos aplicar la ley de Stokes':

$$F_{d,St} = 3\pi\eta_a D v \quad [N] \quad (3.31)$$

El subíndice St se ha añadido para aclarar que la ecuación es solamente válida en el régimen de Stokes (i.e. el rango de situaciones en las que el flujo es laminar). Las gotas, estando en el aire, experimentan dos fuerzas: la fuerza de arrastre debida a la resistencia del aire como se describe anteriormente y la gravitación. La última fuerza está dada por:

$$F_g = mg = \frac{1}{6}\pi\rho_a g D^3 \quad [N] \quad (3.32)$$

donde ρ_a es la densidad de la gota, y g es la aceleración gravitacional (9.81 m/s^2).

Finalmente, las fuerzas alcanzan un equilibrio y la gota empieza a caer a una velocidad constante: la llamada *velocidad de sedimentación*. De las ecuaciones (3.2) y (3.3) sacamos que la velocidad de sedimentación en el régimen de Stokes es igual a:

$$v_{s,St} = \frac{\rho_a D^2}{18\eta_a} \quad [m/s] \quad (3.33)$$

Los subíndices s y St se refieren a sedimentación y régimen de Stokes, respectivamente. Podemos observar que con flujo laminar la velocidad de sedimentación es proporcional al

cuadrado del diámetro de la gota. A una sedimentación constante, el número de Reynolds', a partir de las ecuaciones (3.1) y (3.4), sería:

$$Re_{s,st} = \frac{\rho_a \rho_d D^3}{18 \eta_a^2} \quad [adimensional] \quad (3.34)$$

Así $Re_{s,st}$ incrementaría muy rápido su valor con el incremento del diámetro de la gota. Como se ha comentado anteriormente, en el régimen de flujo laminar, el número de Reynolds' está limitado a $Re < 0.25$. En consecuencia, de la ecuación (3.5) sacamos que la gota más grande de sedimentación en flujo laminar se puede derivar a: $D < 50 \mu m$ (con $\rho_a = 1.2 \frac{kg}{m^3}$, $\rho_d = 998 \frac{kg}{m^3}$, $\eta_a = 18 \mu Pa \cdot s$).

3.3.2. FLUJO TURBULENTO

Más allá del régimen de flujo laminar, la ley de Stokes no proporciona una buena descripción de la fuerza de arrastre, ya que la estela turbulenta produce una resistencia adicional. La fuerza de arrastre neta en un objeto de forma arbitraria ahora tiende a ser proporcional a v^2 :

$$F_d = C_d \frac{1}{2} \rho_a A v^2 \quad [N] \quad (3.35)$$

donde C_d es el coeficiente de arrastre, que depende tanto de la forma del objeto como del número de Reynolds'; A es el área proyectada del objeto (i.e. su "sombra") vista desde *aguas arriba*. En nuestro caso, el de una esfera, $A = (\pi/4)D^2$.

El problema ahora es encontrar la relación entre C_d y Re . Con una buena relación entre estos dos términos, no solo podemos cubrir el régimen turbulento, sino el régimen laminar también. Por lo tanto, para bajos números de Reynolds', la ecuación (3.6) debe igualarse a la Ley de Stokes, (3.2):

$$C_{d,st} = \frac{24 \eta_a}{\rho_a D v} = \frac{24}{Re} \quad [adimensional] \quad (3.36)$$

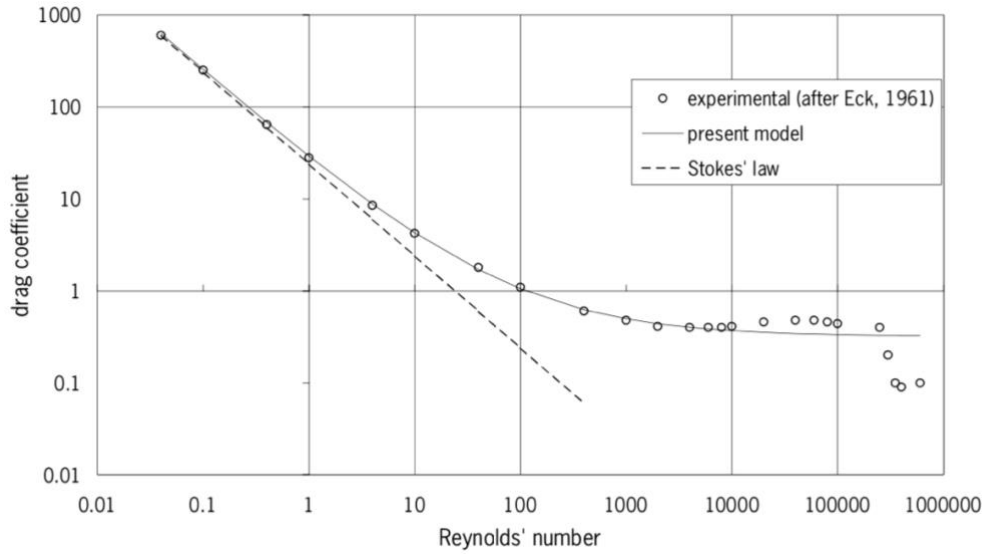


Gráfico 3.1. Relación entre el coeficiente de arrastre C_d y el número de Reynolds' R_e para una esfera sólida.

Fuente: H.J. Holterman. *Kinetics and evaporation of water drops in air*, IMAG, Wageningen, 2003.

3.4. FASE DISCRETA

Una vez resuelta la fase continua, fase que engloba el aire seco y el vapor de agua, pasamos a las ecuaciones que gobiernan la fase discreta, equivalente al agua pulverizada de nuestro modelo. A continuación, se explica como se ha enfocado el problema desde el punto de vista lagrangiano.

3.4.1. ECUACIONES DEL MOVIMIENTO PARA LAS GOTAS

La fase discreta es aquella que engloba las ecuaciones que rigen la conducta de las partículas de agua. Muchas de estas son liberadas de la torre de enfriamiento. La trayectoria r_p de una gota se calcula mediante la integración del balance de fuerzas en la partícula desde el punto de vista Lagrangiano:

$$\frac{dr_p}{dt} = U_p, \quad (3.37)$$

$$\frac{dU_p}{dt} = F_D(U - U_p) + \frac{g_r(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \frac{\rho}{\rho_p} U_p \frac{\partial U}{\partial r_p}, \quad (3.38)$$

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = \vec{F}_D + \vec{F}_P + \vec{F}_G + \vec{F}_{otras} \quad (3.39)$$

Donde:

$\vec{F} \equiv$ fuerza por unidad de masa

$F_D(U - U_p) \equiv$ fuerza de arrastre por unidad de masa de partícula

$g_r(\rho_p - \rho)/\rho_p \equiv$ fuerza de gravedad por unidad de masa de partícula

$(\rho/\rho_p)U_p(\partial U/\partial r_p) \equiv$ fuerza debida al gradiente de presión en el fluido

- Fuerza de arrastre por unidad de masa, \overline{F}_D

$$\overline{F}_D = m_p \frac{18}{24} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{C_D}{d_p} \frac{d\overline{u}_p}{dt} \|\overline{u} - \overline{u}_p\| (\overline{u} - \overline{u}_p), \quad (3.40)$$

siendo u la velocidad de la fase continua, u_p la velocidad de la partícula (o gota), ρ_p la densidad de la gota, C_D el coeficiente de arrastre, ρ la densidad del fluido y d_p el diámetro de la gota.

En el caso de encontrarnos con gotas microscópicas, se usa la ecuación de arrastre de Stokes, que queda definida como:

$$F_D = \frac{18\mu}{d_p^2 \rho_p C_c} \quad (3.41)$$

donde μ es la viscosidad molecular del fluido y C_c es la corrección de Cunningham a la ley de arrastre de Stokes:

$$C_c = 1 + \frac{2\lambda}{d_p} (1.257 + 0.4e^{-(1.1d_p/2\lambda)}) \quad (3.42)$$

siendo λ el camino medio libre molecular.

Volviendo a la ecuación (3.36), si nos centramos en el coeficiente de arrastre, C_D , puede ser obtenido de varias formas, siendo dos de las más comunes las siguientes:

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re_p} + \frac{a_3}{Re_p^2}, \quad (3.43)$$

Los coeficientes a_1 , a_2 y a_3 son constantes que se utilizan para las partículas suaves en varios rangos de Re (Morsi et al. [12]); El número de Reynolds de la partícula es:

$$Re_p = (\rho D_p |U - U_p|) / \mu \quad (3.44)$$

Y la segunda:

$$C_D = \frac{24}{Re_{esf}} (1 + b_1 Re_{esf}^{b_2}) + \frac{b_3 Re_{esf}}{b_4 Re_{esf}}, \quad (3.45)$$

donde:

$$b_1 = \exp(2.3288 - 6.4581\phi + 2.4486\phi^2) \quad (3.46)$$

$$b_2 = 0.0964 - 0.5565\phi \quad (3.47)$$

$$b_3 = \exp(4.905 - 13.8944\phi + 18.4222\phi^2 - 20.2599\phi^3) \quad (3.48)$$

$$b_4 = \exp(1.41681 + 12.2584\phi - 20.7322\phi^2 + 15.8855\phi^3) \quad (3.49)$$

El factor de forma ϕ queda definido por:

$$\phi = \frac{s}{S} \quad (3.50)$$

sabiendo que s es el área superficial de cualquier esfera que tuviera el mismo volumen que la partícula y S la propia superficie de la partícula. En el caso de tener como partícula una gota, $\phi = 1$ por tener forma de esfera.

- Término de fuerzas debidas a la presión:

$$\vec{F}_p = \int_{\Sigma_p} -p\vec{n}dS = -\frac{m_p}{\rho_p}\nabla p \quad (3.51)$$

- Fuerza gravitatoria sobre las gotas:

$$\vec{F}_G = \frac{\rho_p - \rho}{\rho_p}\vec{g} \quad (3.52)$$

El intercambio de masa de calor y agua entre las gotas y el aire húmedo se tiene en cuenta, haciendo un balance de energía en cada gota, como explicaremos más detalladamente en los siguientes apartados:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = hA_p(T - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_f \quad (3.53)$$

con $dm_p = dt$, la tasa de evaporación de la partícula (m_p es la masa de la partícula), h la transferencia de calor convectivo y h_f el calor latente del agua.

3.4.2. LEYES DE INTERCAMBIO DE MASA Y CALOR

En este apartado se expondrán las leyes de intercambio de masa y calor entre las fases continúa y discreta, que clasificaremos en dos grupos: antes de que la gota alcance su temperatura de vaporización y después.

3.4.2.1. CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO INERTES

En primer lugar, presentaremos las leyes de calentamiento o enfriamiento inertes, que solo se podrán aplicar si la partícula aun no ha alcanzado su temperatura de evaporización T_{evap} y por tanto, únicamente existe transferencia de calor, es decir:

$$T_p < T_{evap} \quad (3.54)$$

donde T_p es la temperatura de la partícula, las gotas de agua en nuestro trabajo, y donde T_{evap} debe de estar definida, pues cuando deje de cumplirse esta relación y la temperatura de la gota supere la temperatura de evaporación, dejarán de ser válidas las leyes de calentamiento o enfriamiento inertes por darse lugar un intercambio de masa.

El calentamiento o enfriamiento inerte está regido por un balance entre la energía que proporciona la gota por su cambio de temperatura y el calor aportado a esta a través de radiación o convección:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \epsilon_p A_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4) \quad (3.55)$$

donde:

$m_p \equiv$ masa de la gota (kg)

$c_p \equiv$ capacidad calorífica de la gota (J/kg · K)

$A_p \equiv$ área superficial de la gota (m²)

$\epsilon_p \equiv$ la emisividad de la partícula (adimensional)

$T_\infty \equiv$ temperatura local de la fase continua (K)

$\theta_R \equiv$ temperatura de radiación (K)

$h \equiv$ coeficiente de convección (W/m² · K)

$\sigma \equiv$ constante de Stefan – Boltzman (5.67 × 10⁻⁸ W/m² · K⁴)

Integrando la ecuación (3.27) en el tiempo de manera lineal obtenemos la trayectoria de la gota:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = A_p \{ -(h + \epsilon_p \sigma T_p^3) + h T_\infty + \epsilon_p \sigma \theta_R^4 \} \quad (3.56)$$

que, a su vez, volviendo a integrar (3.28) obtenemos la temperatura de la gota en cada instante:

$$T_p(t + \Delta t) = \alpha_p + [T_p(t) - \alpha_p] e^{-\beta_p \Delta t} \quad (3.57)$$

donde Δt es el incremento en el tiempo, y:

$$\alpha_p = \frac{h T_p(t) + \epsilon_p \sigma \theta_R^4}{h + \epsilon_p \sigma T_p^3(t)} \quad (3.58)$$

$$\beta_p = \frac{A_p (h + \epsilon_p \sigma T_p^3)}{m_p c_p} \quad (3.59)$$

y donde, en este caso, la obtención del coeficiente de transferencia de calor por convección h se saca a partir de la correlación para el número de Nusselt de Ranz y Marshall:

$$Nu = \frac{hd_p}{k_\infty} = 2.0 + 0.6Re_d^{1/2}Pr^{1/3} \quad (3.60)$$

donde:

$d_p \equiv$ diámetro de la gota (m)

$k_\infty \equiv$ conductividad térmica de la fase continua (W/m · K)

$Re_d \equiv$ número de Reynolds con respecto a la velocidad relativa

$Pr \equiv$ número de Prandtl de la fase continua ($c_p\mu/k_\infty$)

3.4.2.2. EVAPORACIÓN DE LA GOTTA

La evaporación de una gota de agua comienza cuando la temperatura de la gota T_p alcanza y supera la temperatura de evaporación T_{evap} hasta llegar a la temperatura de ebullición T_{bp} , en su defecto, hasta que la gota se evapore por completo y desaparezca. El rango de temperaturas en el que se produce es, por tanto:

$$T_{evap} \leq T_p \leq T_{bp} \quad (3.61)$$

Durante este periodo de tiempo, la cantidad de evaporación producida en el proceso está relacionada con la diferencia de vapor entre la masa de aire que rodea la gota y el propio vapor superficial de ésta. Es decir, está limitado por el gradiente de difusión y el flujo de vapor en la fase gaseosa:

$$N_i = (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (3.62)$$

donde:

$N_i \equiv$ flujo molar de vapor ($kmol/m^2s$)

$k_c \equiv$ coeficiente de transferencia de masa (m/s)

$C_{i,s} \equiv$ concentración de vapor en la superficie de la gota ($kmol/m^3$)

$C_{i,\infty} \equiv$ concentración de vapor en la masa de aire ($kmol/m^3$)

Teniendo en cuenta que la presión de vapor saturado p_{sat} es equivalente a la presión de vapor de la interfaz, es posible calcular la concentración de vapor en la superficie $C_{i,s}$ a la temperatura de la gota T_p con:

$$C_{i,s} = \frac{p_{sat}(T_p)}{RT_p} \quad (3.63)$$

donde R es la constante universal de los gases ($0.082 \text{ atm} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K}$).

A partir de la ecuación del transporte de la especie i , o agua en nuestro caso, podemos deducir la concentración de vapor en la masa de aire $C_{i,\infty}$:

$$C_{i,\infty} = X_i \frac{p}{RT_\infty} \quad (3.64)$$

donde X_i es la fracción molar de la especie i (H_2O), p es la presión absoluta local y T_∞ la temperatura seca del aire.

En cuanto a la reducción de la masa de la partícula (gota de agua):

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_p M_{w,i} \Delta t \quad (3.65)$$

siendo:

$m_p \equiv$ masa de la gota (kg)

$A_p \equiv$ área superficial de la gota (m^2)

$M_{w,i} \equiv$ c peso molecular de la especie i (vapor de agua) (kg/kmol)

Con el siguiente balance, se puede observar que la alteración en la temperatura de la gota se ve influenciada por el calor latente y calor sensible, ambos entre la fase continua y la gota:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} + \epsilon_p A_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4) \quad (3.66)$$

con:

$m_p \equiv$ masa de la gota (kg)

$c_p \equiv$ capacidad calorífica de la gota ($J/kg \cdot K$)

$A_p \equiv$ área superficial de la gota (m^2)

$\epsilon_p \equiv$ la emisividad de la partícula (adimensional)

$T_\infty \equiv$ temperatura local de la fase continua (K)

$\theta_R \equiv$ temperatura de radiación (K)

$h \equiv$ coeficiente de convección ($W/m^2 \cdot K$)

$\sigma \equiv$ constante de Stefan – Boltzman ($5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$)

$T_p \equiv$ temperatura de la gota (K)

$h_{fg} \equiv$ calor latente (J/kg)

3.5. DOMINIO

Vamos a analizar el flujo atmosférico tanto a nivel de flujo como a nivel de humedad y calor en el entorno de la torre y que por ello el dominio elegido es el expuesto en la Figura 3.1., y consta de ocho regiones de malla:

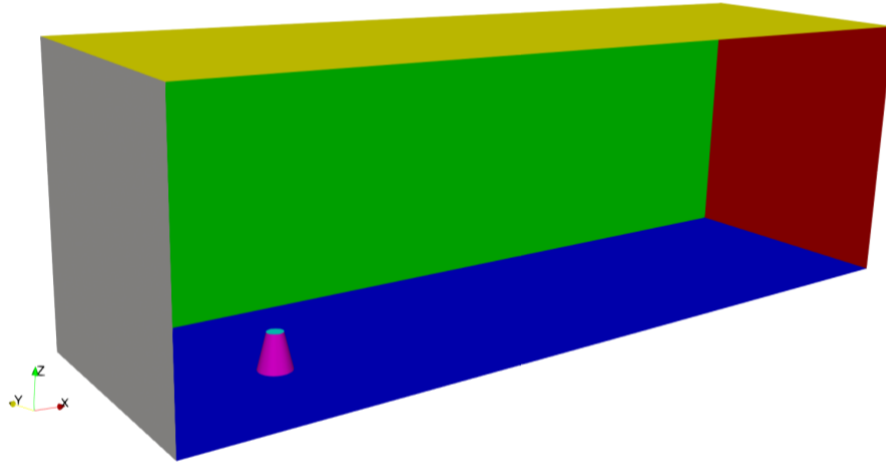


Figura 3.1. Dominio del modelo

- Inlet: De color gris, representa los perfiles de viento, temperatura y humedad del modelo.
- Outlet: De color rojo, representa la salida del modelo, P_{atm} .
- Techo: De color amarillo, la velocidad horizontal y esfuerzo cortante.
- Laterales: De color verde, simetría.
- Suelo: De color azul, representa esfuerzos cortantes.
- Pared Torre: De color rosa, forma la estructura principal de la torre de refrigeración.
- Salida Torre: De color celeste, el área por el que se inyectarán las gotas con una distribución Rosin Ramler.
- InternalMesh: Aunque no está representada, es la malla que rellena todo el interior de nuestro modelo, con una discretización de segundo orden.

En la sección que viene a continuación (ver sección 3.5.) se indaga más en las condiciones de contorno que existen en dominio.

3.6. GENERACIÓN DE MALLA

En las secciones anteriores, discutimos el modelado del sistema, o lo que es lo mismo, una representación física/matemática por métodos numéricos del proceso de evaporación unidimensional. En lo que nos centraremos a continuación es en la reproducción de este modelo, en simular el proceso prestando atención a las condiciones del entorno real del que se disponen datos experimentales, utilizando parámetros característicos como pueden ser los de entrada o *inlet* para poder obtener resultados lo más parecidos a la realidad posible.

Para lograr esto, primero debemos hacer tres cosas. La primera de ellas es crear la estructura física sobre la que vamos a trabajar, sobre la que se van a lanzar las simulaciones; la segunda es la elección del solver adecuado que logrará filtrar las ecuaciones que se expondrán más adelante en el trabajo; y por último post-procesar los datos que obtenemos a partir del solver a unos que sean simulables.

Se le llama *meshing* al proceso de generar una representación discretizada de la geometría de un sistema que se pretende determinar. Su esencia es la división del espacio en pequeños elementos o, más concretamente celdas, sobre las cuales se resolverán las ecuaciones. Los límites entre estas celdas se pueden configurar como fijos o libres, en función de si se quiere representar un límite interno o externo del modelo o si se quiere configurar computacionalmente una zona de forma más fina, respectivamente. La finalidad de este proceso es la obtención de forma visual el comportamiento del modelo referente a temperaturas, gradientes de presión, fluctuaciones de velocidad, etc.

El análisis se hará sobre un sistema de mallado igual al de la siguiente figura:

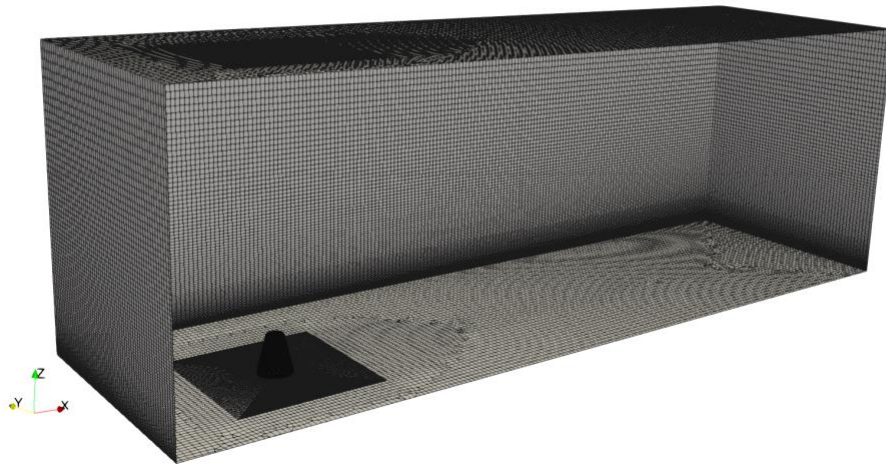


Figura 3.2. Esquema básico del entorno creado

Se trata de un prisma representado la torre central de refrigeración de Chalk Point, de 3000m de largo, 1000m de ancho, y una altura de 750m. El cono presenta una altura de 124m, un diámetro de base de 114m y un diámetro de salida de 54.8m. El esquema anterior ha sido creado utilizando la plataforma SALOME®.

3.7. CONDICIONES DE CONTORNO

En todo problema se debe contestar a tres preguntas: qué ecuaciones definir, en qué dominio y con qué malla. Este apartado forma parte de la segunda, pues para terminar de definir el dominio de nuestro problema, falta establecer los valores de campo que ajustamos a cada uno de los contornos a la entrada (*inlet*).

En primer lugar, en esta modelización existen varios tipos de condiciones de contorno: las condiciones de contorno de la parte de hidráulica (o fluidodinámica), en las que se establecen los perfiles de velocidad y presión; las condiciones de contorno térmicas y de masa, en las que se encuentran los de humedad y temperatura; y finalmente están las gotas.

Comenzando con la descripción de las condiciones de contorno requeridas para el presente problema (ver Figura 3.1), se ha establecido la condición '*Wall boundary*' para la superficie del suelo y la pared de la torre de refrigeración. Se impuso la condición antideslizante en las paredes, así como la condición límite de simetría, en los lados y en el techo. Las condiciones de *inlet* en el dominio (velocidad del viento, temperatura y humedad absoluta) se han establecido como perfiles dentro del *Solver*, y las del *outlet del dominio* como '*Pressure outlet boundary condition*'. Las condiciones a la salida de la torre de refrigeración (velocidad del aire, humedad absoluta y temperatura) se programaron a valores constantes, y el flujo de masa de agua como una distribución uniforme en la superficie.

En cuanto a la inyección o distribución del tamaño de gota a la salida de la torre, se ha definido siguiendo la ecuación de *Rosin-Rammler*, basándonos en el supuesto de que existe una relación exponencial entre el diámetro de gota D_p y la fracción de masa M_{Dp} de las gotas cuyo diámetro sea mayor que D_p .

$$M_{Dp} = e^{-\left(\frac{Dp}{D}\right)^n} \quad (3.67)$$

donde D es el diámetro promedio de las gotas y n el factor de forma (coeficiente de ajuste), cuyos parámetros característicos son los siguientes: velocidad= 4.5 m/s, diámetro medio= $9 \cdot 10^5$, diámetro mínimo= 10^6 , diámetro máximo= 10^3 , $n= 0.65$ y número de diámetros= 80.

Las propiedades del aire húmedo (humedad específica, entalpías...) se han calculado mediante ecuaciones de propiedades psicométricas derivadas de las ecuaciones fundamentales para mezclas de gases ideales.

En cuanto a la altura de la torre de enfriamiento, tanto la temperatura como la humedad absoluta se han definido como los perfiles experimentales proporcionados por JHU et ál. (1977) que, aunque los proporcionaré más en detalle al final de este apartado, dan los valores de 292 K y 13.05 g_w/kg_{da}, respectivamente a dicha altura. Las condiciones de la velocidad del aire, temperatura y humedad a la salida de la torre, en cambio, se han establecido como constantes y con los valores de 4.5 m/s, 315.3 K y 0.05552 kg_w/kg_{da}, respectivamente. El caudal másico de agua inyectada se ajustó a 0.328 kg/s.

La velocidad del viento se estableció como una ley de potencia definida hasta los 100 m:

$$v = 0.3523 \cdot z^{0.6781} \quad (3.68)$$

y con una velocidad constante de 8 m/s por encima de los 100 m. La rugosidad se especificó como 0.5 m, $z_0 = 0.02 \text{ m}$.

Volviendo al *inlet*, se han establecido unas condiciones de velocidad, temperatura y humedad para cada caso, en base a las condiciones ambientales, que se expondrán a continuación.

Los perfiles de temperatura promedio para los días ya sean de verano, primavera o invierno han sido seleccionados e incluidos en la simulación a partir de los datos meteorológicos disponibles de los últimos 20 años. Como se observa en la Gráfica 3.2., el clima Mediterráneo se caracteriza por temperaturas suaves, superiores a 0°C y por debajo de los 35°C durante todo el año.

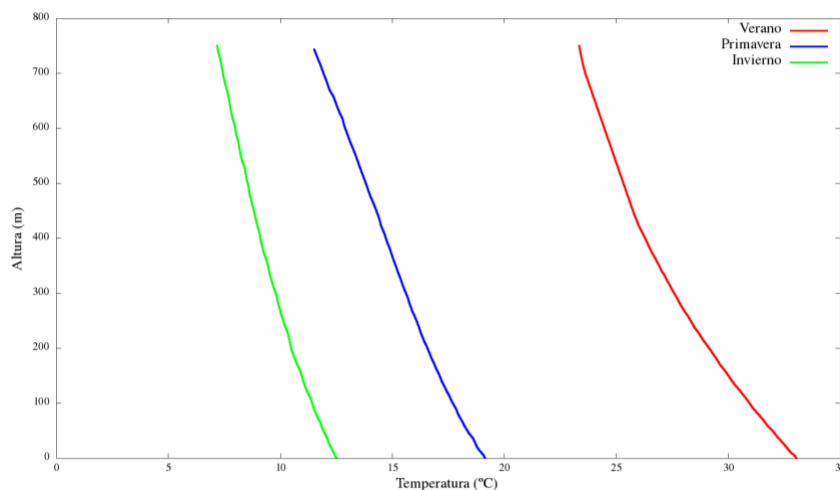


Gráfico 3.2. Perfiles de temperatura del bulbo seco

Y los de humedad absoluta:

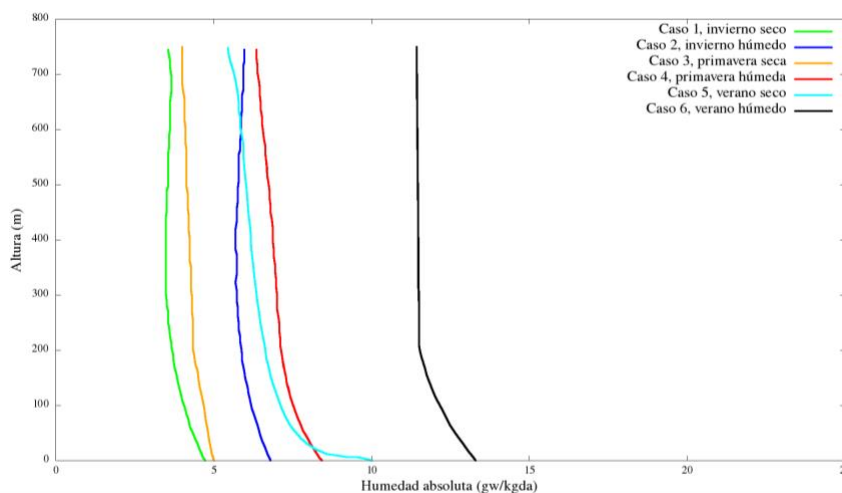


Gráfico 3.3. Perfiles de humedad absoluta

En cuanto a la humedad absoluta, se han seleccionado dos niveles para el estudio, el primer nivel sería un día 'seco' y el segundo un día 'húmedo', como se aprecia en la Gráfica 3.3., y todos son perfiles partidos, es decir, se vuelven constantes a partir de cierta altura.

3.8. PROCEDIMIENTO DE SIMULACIÓN NUMÉRICA

En este trabajo, se utilizan las bibliotecas C ++ de Open Source Field Operation and Manipulation (Open FOAM). Está disponible gratuitamente, con código abierto, bajo la Licencia Pública General de GNU. Open FOAM viene con numerosos solvers, utilidades y bibliotecas preconfiguradas de serie. Es abierto, no solo en términos de código fuente, sino también en su estructura y diseño jerárquico, de modo que sus solvers, utilidades y bibliotecas son completamente extensibles. Las ecuaciones de control están discretizadas con el método de volumen finito.

La plataforma OpenFOAM® no posee un solver genérico que solucione todo tipo de problemas y casos, sino que cada usuario debe de elegir uno concreto que más satisfaga sus necesidades, aunque requiera de modificaciones. El directorio donde se encuentran se llama \$FOAM_SOLVERS, que a su vez se divide en otros directorios especializados, como puede ser combustión, lagrangiano, entre muchos otros. En este caso, nosotros usaremos los directorios de flujo incomprensible, transferencia de calor y lagrangiano como base. En cuanto a los nombres de los solvers, estos suelen hacer referencia al modelo físico o problema para que está diseñado, como por ejemplo simpleFoam, programado para flujos incomprensibles o cavitatingFoam, para problemas de cavitación.

Para la resolución del modelo, se ha seguido un orden secuencial de solvers para cada uno de los casos y para cada una de las condiciones. En primer lugar, se lanza la parte de fluidodinámica, en la que se encuentra la programación de las ecuaciones RANS (Ver apartado 3.1.), seguidamente se lanza sobre los resultados de esta simulación una nueva en la que añadimos el transporte de calor y humedad, y por último, para evitar errores, se quita el excedente de humedad que pueda haber, para así poder pasar a la parte lagrangiana, en la que inyectamos las gotas al modelo.

En nuestro trabajo, se han impuesto esquemas de discretización contra el viento de segundo orden en todas las ecuaciones de transporte resueltas y se ha adoptado el algoritmo 'SIMPLE' como solución de la presión-velocidad, que se comenta más a fondo a continuación.

3.8.1. DISCRETIZACIÓN

En nuestro modelo se ha utilizado una discretización *Linear Upwind*, que no es más que un *Upwind* de segundo orden y podemos hablar de dos tipos de discretización en este trabajo: la discretización de la simulación en la fase continua y la discretización de parámetros numéricos o *SETUP*.

Tenemos dos variables fundamentales por gota que evolucionar en el tiempo, que son la temperatura y el diámetro de cada una de ellas en cada espacio de tiempo. El estudio o análisis de esa temperatura y ese diámetro será la parte de discretización de la fase continua, mientras

que el ajuste del tiempo de paso y posición de la gota será la discretización de los parámetros numéricos del modelo.

Si entramos un poco más en detalle, empezando por la fase continua, el diámetro evoluciona siguiendo un modelo Runge-Kutta y la temperatura mediante una integración analítica. Al ir resolviendo las gotas, tenemos que resolver las tres ecuaciones que rigen su comportamiento, las ecuaciones de movimiento, la de transferencia de masa y de calor. La de transferencia de masa, numéricamente, se hace a través de un modelo Runge-Kutta, mientras que el resto se hace vía integraciones analíticas.

En cuanto al SETUP de la simulación, es aquí donde se encuentran los ajustes numéricos más finos, aquellos que no deben de influir en los resultados. La parte más importante es el ajuste del paso del tiempo, el cual desempeña un papel muy importante dentro del peso computacional de la simulación. En nuestro proyecto, se observan varios niveles. Tenemos el primer y más grande paso de tiempo que va a estudiar la trayectoria de la partícula por celda, restringiendo el estudio a las dimensiones de ésta. Se va a encargar de que la partícula no salte más de una celda por paso de tiempo. Dentro de cada uno de estos pasos de tiempo, guardamos el tiempo y la posición de la gota y estudiamos 5 ‘subpasos’ de tiempo nuevos, donde integramos el Runge-Kutta y toda la parte de la fase continua.

3.9. ESTUDIO INDEPENDIENTE DE MALLADO

La malla empleada tiene 2,270,200 celdas. Un estudio detallado de la influencia del tamaño de la cuadrícula en los resultados obtenidos fue realizado por los autores Consuegro et al. (2010). En su trabajo, se emplearon varias mallas, que van desde 643,443 hasta 726,468 celdas (sin edificios circundantes), y desde 313,561 a 2,978,575 celdas (incluidos los edificios circundantes). La independencia de los resultados se obtuvo con mallas de 662,262 a 1,762,182 células. Sin embargo, en este trabajo (y en la mayoría de los casos) se utilizan mallas con al menos 2,000,000 celdas, para obtener resultados numéricos precisos.

El objetivo de este estudio es el de optimizar el tamaño de la malla que, aunque sea reduciendo su número de elementos, también se refina la malla en las zonas de estudio que más nos interesen, por ejemplo, la salida de la torre en nuestro modelo.

El software utilizado para diseñar la malla ha sido SALOME Platform, un software de código abierto que proporciona una plataforma genérica de pre-proceso y post-procesamiento para la simulación numérica. Se basa en una arquitectura abierta y flexible, hecha de componentes reutilizables, una solución multiplataforma. Se distribuye bajo los términos de la licencia GNU LGPL que da acceso tanto al código fuente como a los ejecutables de manera totalmente libre.

Para optimizar el número de elementos de los que dispondrá la malla se llevarán a cabo una serie de comparaciones entre un número de mallas escogido hasta lograr el tamaño de malla óptimo. Se partirá de una malla ‘referencia’ de 2,270,200 celdas como ya se ha comentado anteriormente y se elaborarán dos nuevas mallas, una con un número menor de elementos y otra con un número mayor; Esta comparación, a la que llamaremos “comparación base”

consistirá en compararlas, y elegir la más ligera de las tres, a partir de la cual no suponga una influencia significativa en el resultado.

El primer paso es crear las dos mallas a partir de la malla de referencia, primeramente, reduciendo el número de elementos para la malla 'A' y seguidamente, crear la malla 'B' con un número mayor de elementos. La geometría básica será la misma para todas: el dominio dispondrá de una longitud de 3000 m, una anchura de 1000 m y una altura de 750 m; la torre de enfriamiento tendrá una altura de 124 m, un diámetro de base de 114 m y un diámetro de salida de 54,8 m. La zona de la malla que más nos interesa es la superficie de salida de la torre de refrigeración. Es por esto por lo que la dividiremos en subsecciones (véase la Figura 3.6.) para conseguir un acoplamiento entre celdas más uniforme y consecuente con la pared circular, ya que las celdas son de geometría cuadrada.

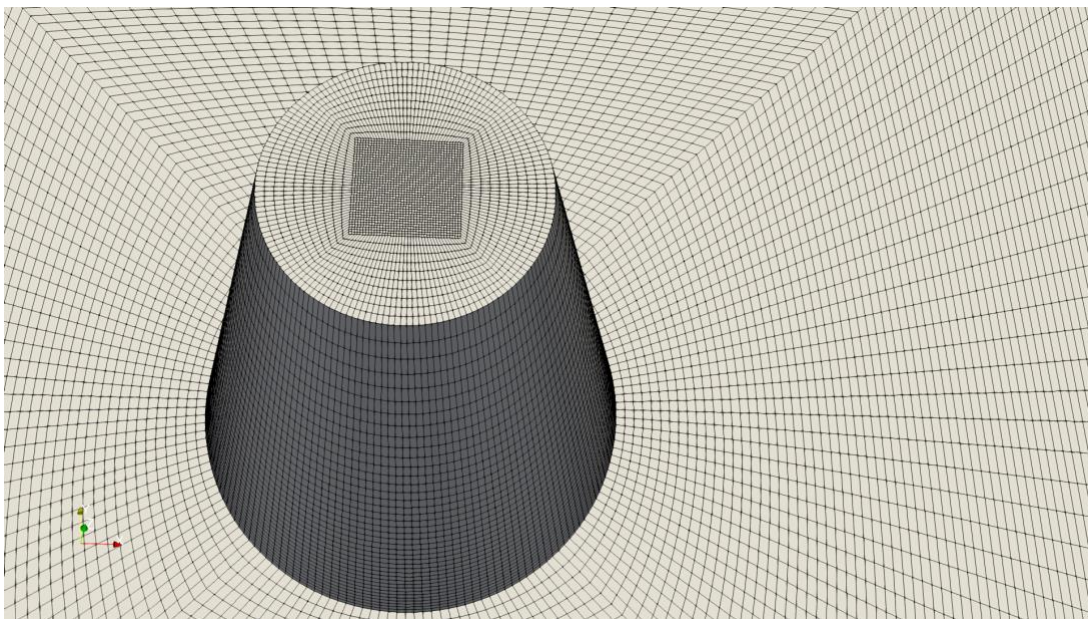


Figura 3.3. Imagen de la malla a la salida de la torre.

De este modo, en la primera etapa del estudio nos encontramos con tres mallas diferentes:

- Malla 'A': La malla más gruesa. Presenta 1,607,212 elementos.
- Malla 'ref': Con 2,270,200 elementos será la malla intermedia del estudio y la que usaremos para la simulación del proyecto.
- Malla 'B': Tiene 3,518,697 elementos, colocándola como la malla más fina.

El objetivo de esta primera comparación no es otro que el conseguir una malla *referencia* sobre la cual empezar a trabajar y realizar las consiguientes simulaciones. La condición esencial e indispensable es la de asegurar que la malla seleccionada no tenga influencia en los resultados por ser gruesa de más o de menos. Para ello, emplearemos la plataforma OpenFOAM y el solver *simpleFOAM*.

A continuación, se muestra una comparativa rápida de la diferencia de tamaño de celdas en todas las mallas en base a una misma vista.

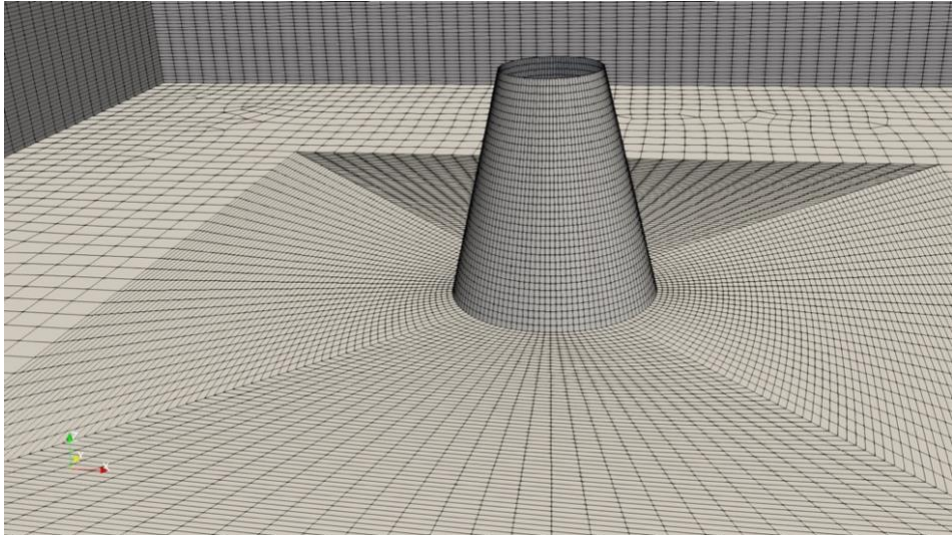


Figura 3.4. Vista general Malla 'A', malla gruesa.

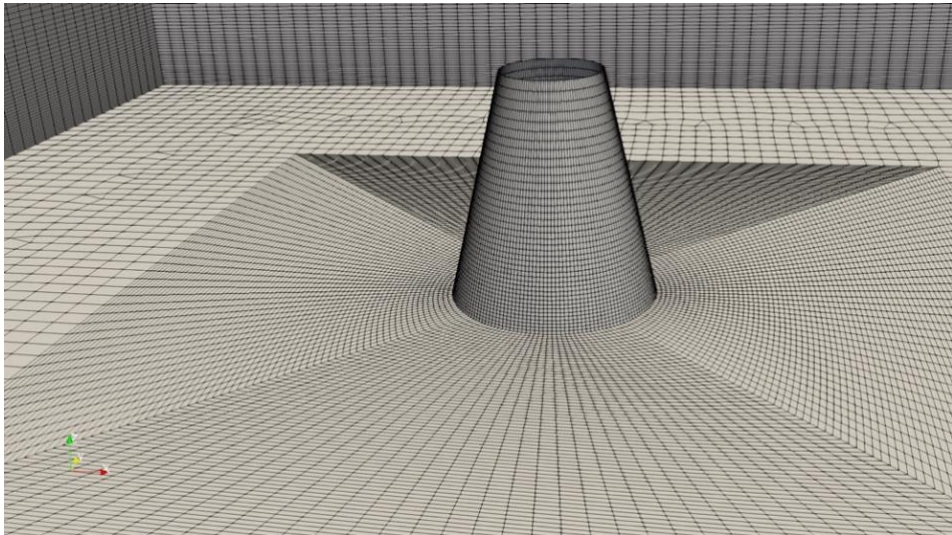


Figura 3.5. Vista general Malla 'ref', malla intermedia.

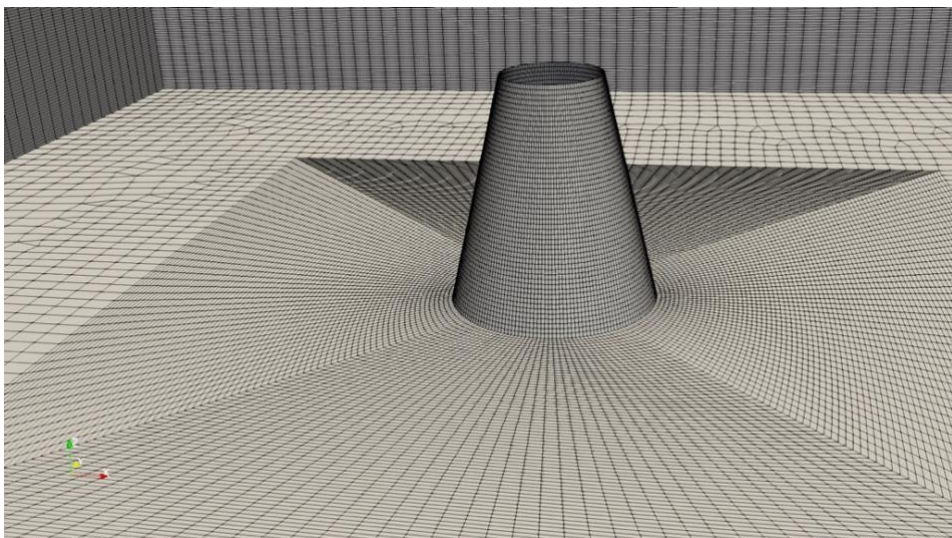
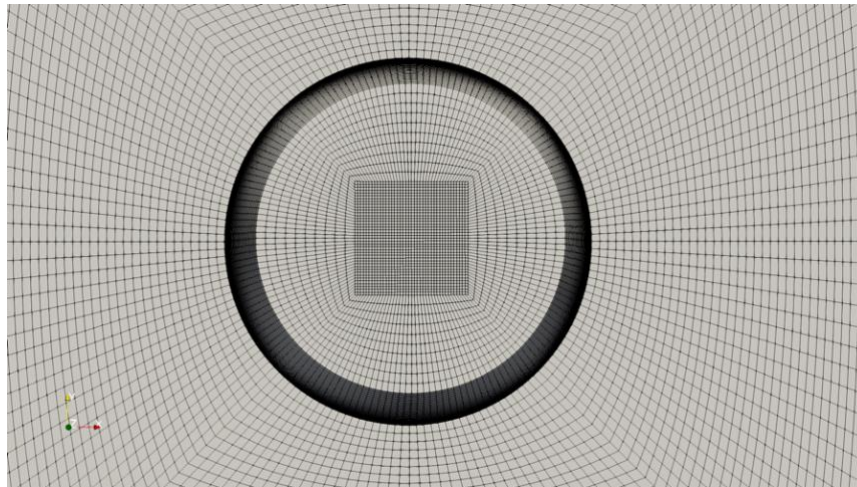
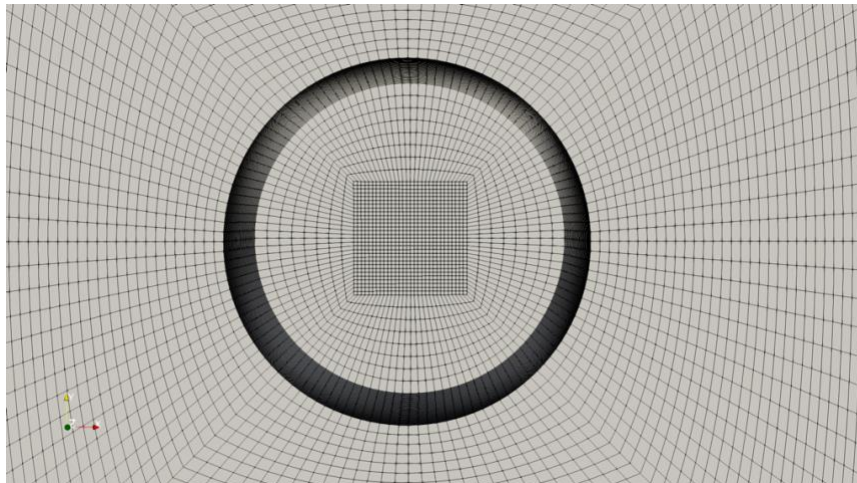


Figura 3.6. Vista general Malla 'B', malla fina

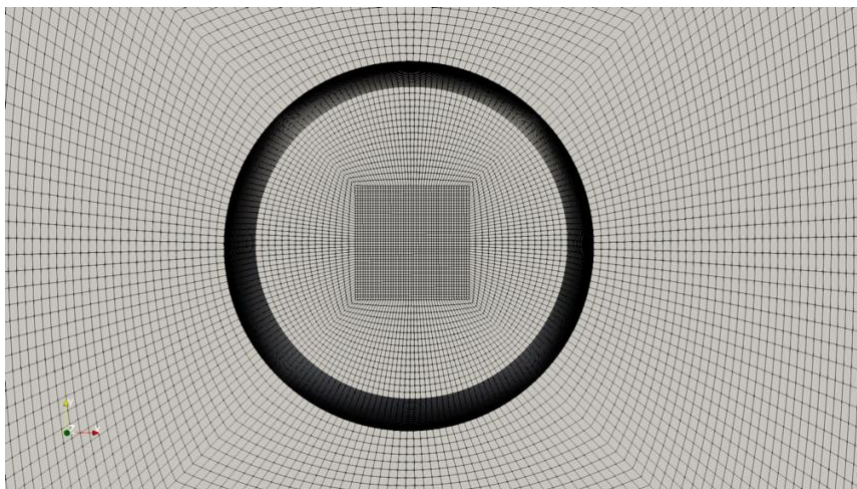
Se aprecia conforme pasamos de la malla más gruesa a la más fina, pasando por la intermedia, como aumenta el número de celdas, disminuyendo el área de estas.



A



B



C

Figura 3.7. Detalle del tamaño de los elementos a la salida de la torre de refrigeración. La imagen A representa la malla intermedia, 'ref', la imagen B representa la malla gruesa y la imagen C representa la fina.

La primera forma de seleccionar la malla es por medio de la comparación de uno de los perfiles singulares, en nuestro caso el de humedad (W). Los resultados para cada una de las mallas son los siguientes:

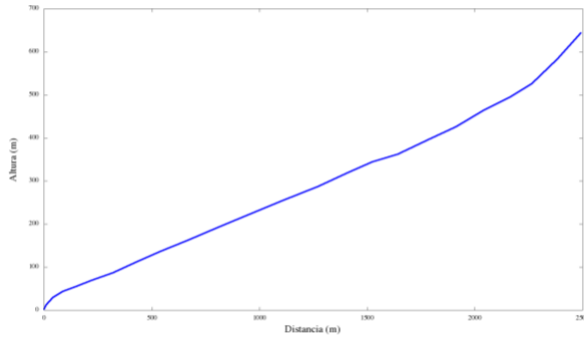


Gráfico 3.4. Perfil de humedad en la Malla 'A'

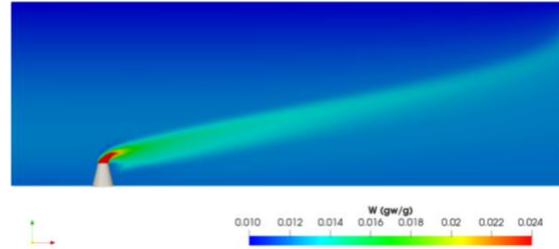


Figura 3.8. Contorno de humedad en la Malla 'A'

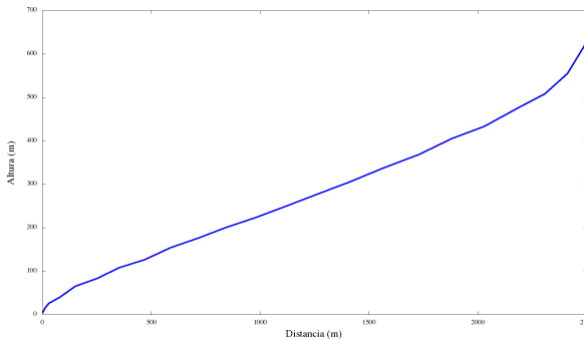


Gráfico 3.5. Perfil de humedad en la Malla 'ref'

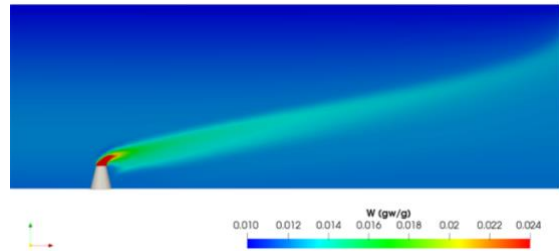


Figura 3.9. Contorno de humedad en la Malla 'ref'

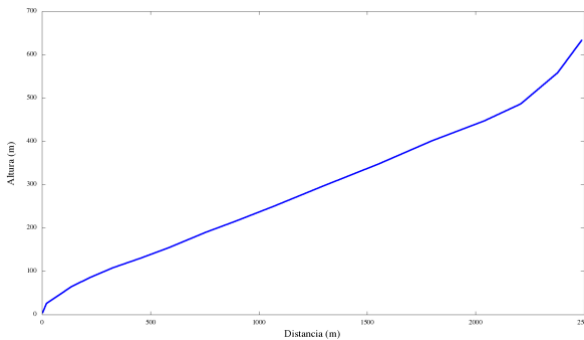


Gráfico 3.6. Perfil de humedad en Malla 'B'

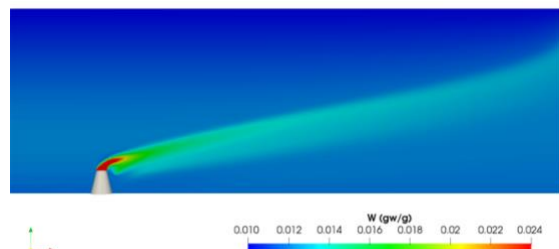


Figura 3.10. Contorno de humedad en la Malla 'B'

Si los superponemos para realizar una comparación más exacta obtenemos la siguiente gráfica, y además comparamos con los datos experimentales 'Observed, 1977' y 'Fluent' provenientes de los datos del artículo de LUCAS, M. et ál. (2010), obtenemos lo siguiente:

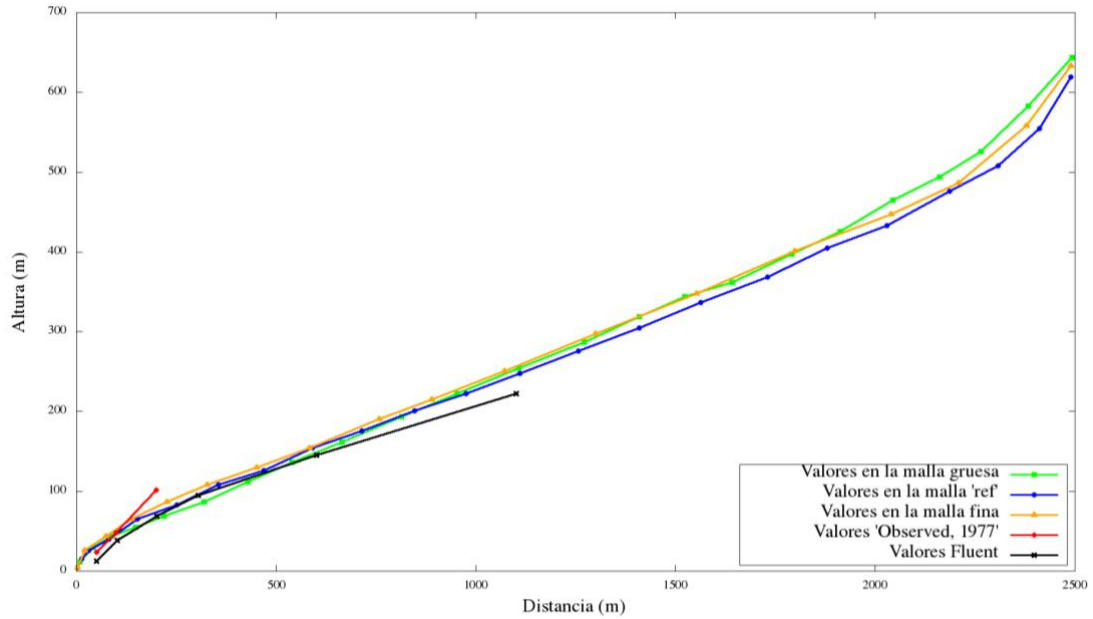


Gráfico 3.7. Perfiles de humedad en 'comparación base'

La similitud es prácticamente exacta a los valores Fluent y muy de acuerdo con los valores 'Observed, 1977'.

La segunda y última selección, algo más visual, será por medio de la comparativa de los contornos de velocidad (U) y temperatura (T) entre mallas.

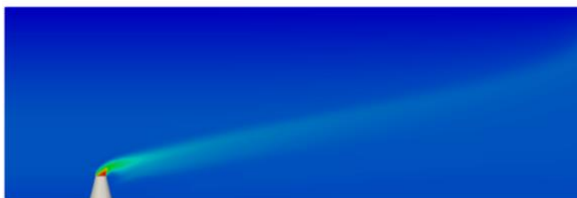


Figura 3.11. Contorno de temperatura en la Malla 'A'



Figura 3.12. Contorno de velocidad en la Malla 'A'



Figura 3.13. Contorno de temperatura en la Malla 'ref'



Figura 3.14. Contorno de velocidad en la Malla 'ref'

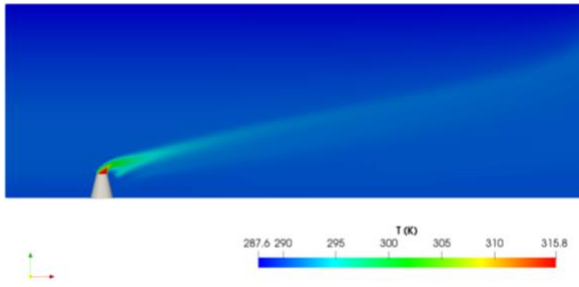


Figura 3.15. Contorno de temperatura en la Malla 'B'

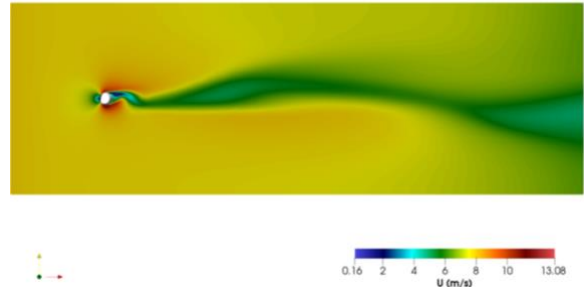


Figura 3.16. Contorno de velocidad en la Malla 'B'

Se aprecia que las diferencias de los perfiles son insignificativas, por ello, en base al estudio realizado, se concluye que la malla seleccionada es la de *referencia* o '*ref*', con 2.3 millones de celdas, ya que da los mismos resultados que la malla 'A' y la malla 'B', pero con un número de elementos intermedio, agilizando su velocidad computacional.

3.10. ESTUDIO DEL NÚMERO DE GOTAS INYECTADAS

El siguiente estudio que se realizará previo a la creación de estadios meteorológicos es el estudio del número de gotas ideal a inyectar en nuestro sistema. De igual forma que ocurrió con el estudio individual de mallado, se trata de optimizar al máximo todos los parámetros involucrados en nuestra simulación, con intención de encontrar un número lo menos pesado posible, pero que nuevamente no tenga influencia en el resultado.

Aunque los casos hasta ahora se hayan lanzado con un número cualquiera de gotas, es hora de estudiar cuál sería el más óptimo. Para ello se lanzarán cuatro casos casi idénticos, siendo la única diferencia entre ellos la cantidad de gotas que se inyectarán. Los cuatro valores establecidos serán significativamente distantes, lo suficiente como para empezar a notar un cambio en el comportamiento del modelo. El primer caso (a partir de ahora Caso 1.) y el de menor concentración de partículas tendrá una cantidad de 3200; el caso intermedio (Caso 2.) inyectará un total de 12800 partículas; el tercero (Caso 3.), el más denso, tendrá 32000 partículas; y finalmente el cuarto y último caso (Caso 4.) inyectará 64000.

En cuanto a la plataforma usada, mantenemos OpenFOAM pero dejando atrás la parte fluidodinámica para comenzar con la lagrangiana, con el que lograremos no solo un seguimiento de la trayectoria de las partículas, sino observar el comportamiento frente a la evaporación.

Nuevamente, el estudio lo basaremos en la evaluación de uno de los perfiles más singulares, así como sus contornos. A continuación, se muestran las gráficas que reúnen los datos de la deposición frente a la distancia que existe para cada caso:

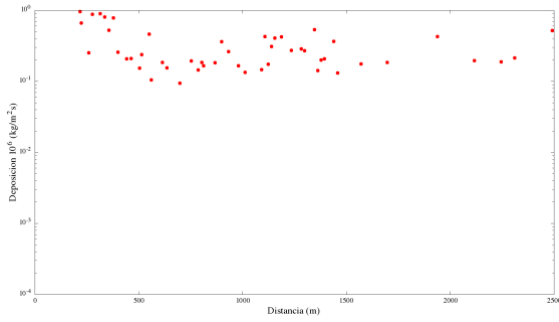


Gráfico 3.8. Deposición frente a distancia en el Caso 1.

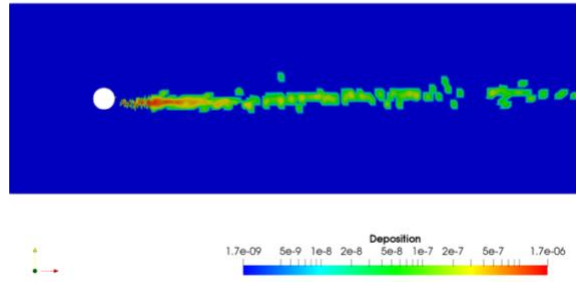


Figura 3.17. Contorno de deposición para el Caso 1.

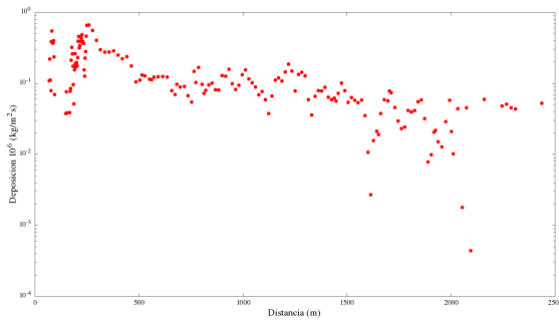


Gráfico 3.9. Deposición frente a distancia en el Caso 2.

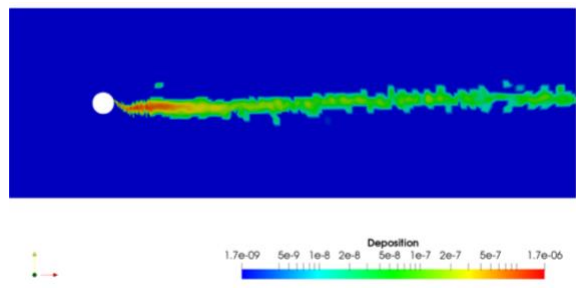


Figura 3.18. Contorno de deposición para el Caso 2.

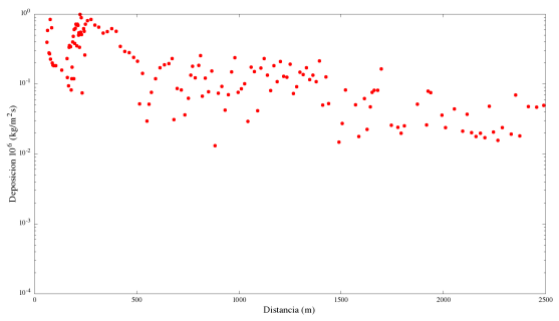


Gráfico 3.10. Deposición frente a distancia en el Caso 3.

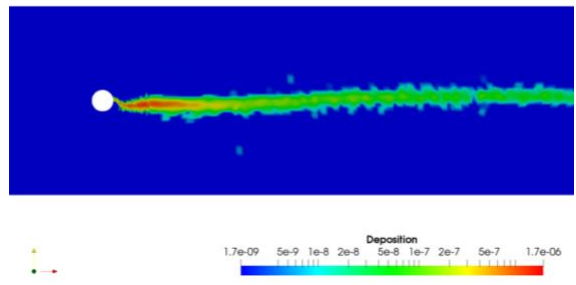


Figura 3.19. Contorno de deposición para el Caso 3.

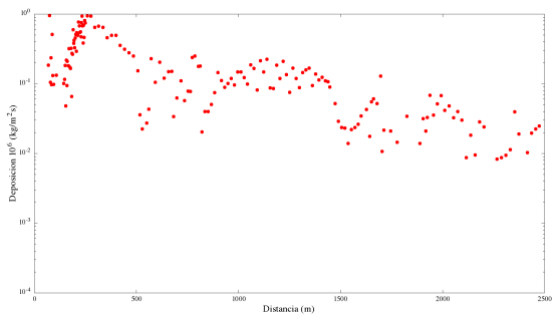


Gráfico 3.11. Deposición frente a distancia en el Caso 4.

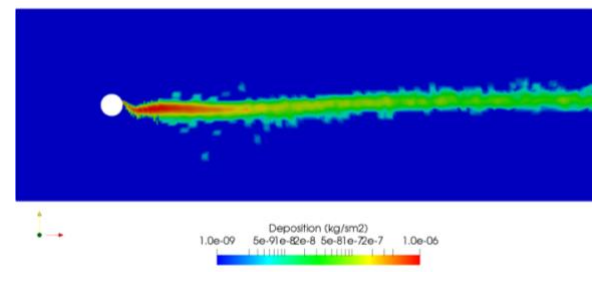


Figura 3.20. Contorno de la deposición para el Caso 4.

Se puede observar claramente un notable incremento de la deposición a medida que aumenta el número de partículas inyectadas en el modelo, pero para poder comparar las gráficas entre sí, se hará a partir de sus medias móviles, logrando un resultado más visual y equilibrado.

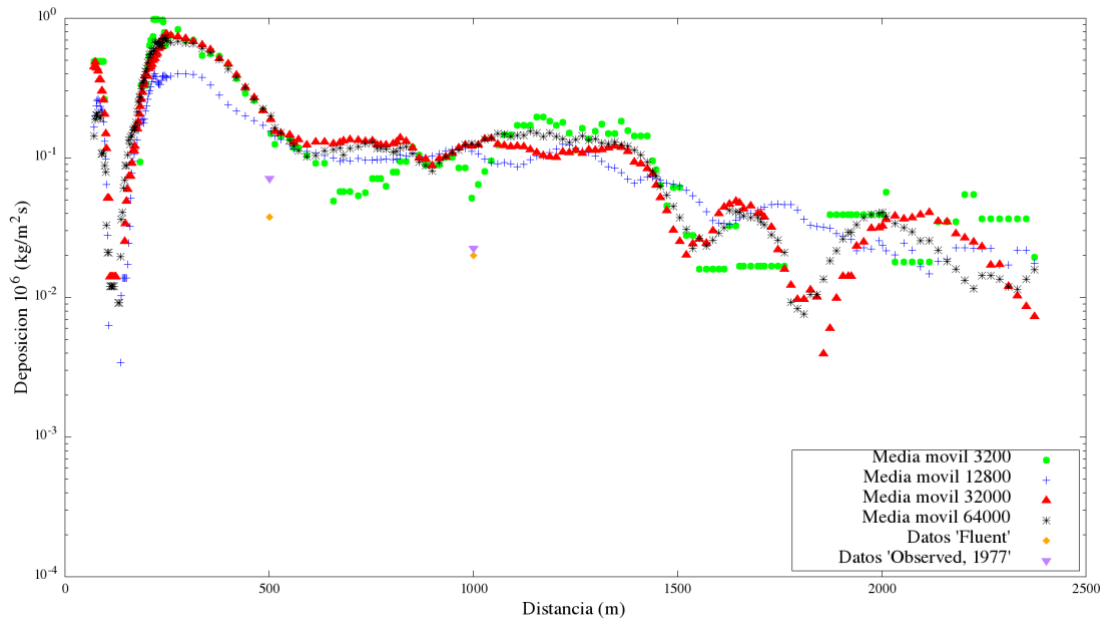


Gráfico 3.12. Medias móviles de la deposición frente a la distancia

Si aprecia una “estabilidad” del modelo a partir de las 32000 partículas inyectadas. Tanto el *Caso 3* (32000) como el *Caso 4* (64000) presentan una deposición muy similar, mientras que los dos primeros casos están algo más dispersos. Por ello, se ha elegido el *Caso 3*, en base a un menor peso computacional, como referente a nuestras siguientes líneas de trabajo.

CAPÍTULO 4: CALIBRACIÓN Y VALIDACIÓN DEL MODELO

4.1. INTRODUCCIÓN

Con este capítulo iniciamos el final de nuestro proyecto, su validación. A continuación, recapitularemos los resultados parciales de nuestra investigación, referenciándolos con los valores experimentales obtenidos en uno de los proyectos que preceden a este.

La validación del modelo se llevó a cabo comparando los resultados del modelo numérico obtenidos con los datos de Chalk Point Dye Tracer Experiment. Se eligió este caso por dos razones. Por un lado, disponíamos de mucha información gracias a que este caso estaba muy bien documentado y, por lo tanto, era fácil de replicar. Si entramos más en detalle, la torre de refrigeración estaba ubicada en un terreno plano y sin obstáculos, y los perfiles de elevación de la pluma, trayectoria, viento, temperatura y humedad absoluta estaban disponibles. Por el otro lado, ya existía una simulación previa desarrollada por Meroney, R. N. (2006), en la que había demostrado lo efectivo que era el CFD como herramienta para realizar este tipo de estudios. En este proyecto, como se explica anteriormente, se ha ido más allá, considerando no solo la trayectoria, sino la evaporación de las gotas también, algo que no se incluye en ninguno de los modelos mencionados.

En verano de 1977 se realizó una evaluación de impacto ambiental sobre la central eléctrica de Chalk Point. Tanto la torre de enfriamiento de la Unidad número 3 como el depurador de efluentes de la central eléctrica de Chalk Point produjeron una deriva de agua salada. Esto fue debido al agua salobre del río Patuxent, utilizada para la torre de enfriamiento y el agente de lavado de partículas.

Para realizar las mediciones de deriva utilizaron sodio como marcador y, en consecuencia, no fue posible separar la torre de enfriamiento y la deriva del depurador. Para proporcionar una identificación positiva de la deposición por deriva de las fuentes individuales, se usó un tinte fluorescente soluble en agua (Rhodamine WT), que actuaría como un trazador en el agua circulante de la torre de enfriamiento. Se agregaron 30 galones de colorante de rodamina WT (fluorescente) al 20% del agua del tanque de la torre de enfriamiento, sin agregar ni drenar agua del tanque durante el experimento. El tinte fotolíticamente inestable requirió que el experimento se realizara en periodo nocturno, concretamente durante un período de cuatro horas entre el 16 y el 17 de junio de 1977. Se realizaron mediciones de deposición de la deriva colocando los instrumentos a intervalos de 5° en arcos de 35° a distancias de 500 metros y 1000 metros desde la superficie de salida de la torre de enfriamiento número 3.

Las tasas de deriva a la salida de la torre de enfriamiento se determinaron mediante el uso de un paquete de instrumentos suspendido dentro de la torre. El espectro de tamaño de gota de la deriva se midió usando papel sensible y una serie de instrumentos que funcionaban mediante la dispersión de luz láser. La velocidad del aire ascendente se midió usando un

anemómetro tipo hélice Gill y la carga de la planta permaneció constante durante el experimento (16 y 17 de junio de 1977). Las mediciones de la fuente informaron una pérdida de deriva de 0.328 kg/s, lo que supuso un 0.002% del caudal másico de agua que circula a través de la torre de enfriamiento de Chalk Point. Los perfiles de velocidad del viento, temperatura y humedad absoluta fueron documentados por JHU et ál. (1977).

4.2. PERFIL DE HUMEDAD

Para validar los resultados numéricos, se compararon con el comportamiento experimental de altura del penacho y de la deposición de Chalk Point ('Observed, 1977'), así como con la obtenida a partir del código CFD Fluent de M. Lucas et ál. (2010). La figura X muestra los contornos de temperatura y velocidad obtenidos con el código CFD OpenFOAM. La altura de la línea central de la columna de la torre de enfriamiento se determinó con base en la altura del máximo en los perfiles de vapor de agua (gaseoso) a favor del viento de la torre de enfriamiento. Estos puntos calculados se incluyen en el Gráfico 4.1. en azul. Los puntos calculados muestran una altura de penacho prácticamente igual y siguiendo la misma tendencia que las predicciones y datos experimentales de los que se dispone.

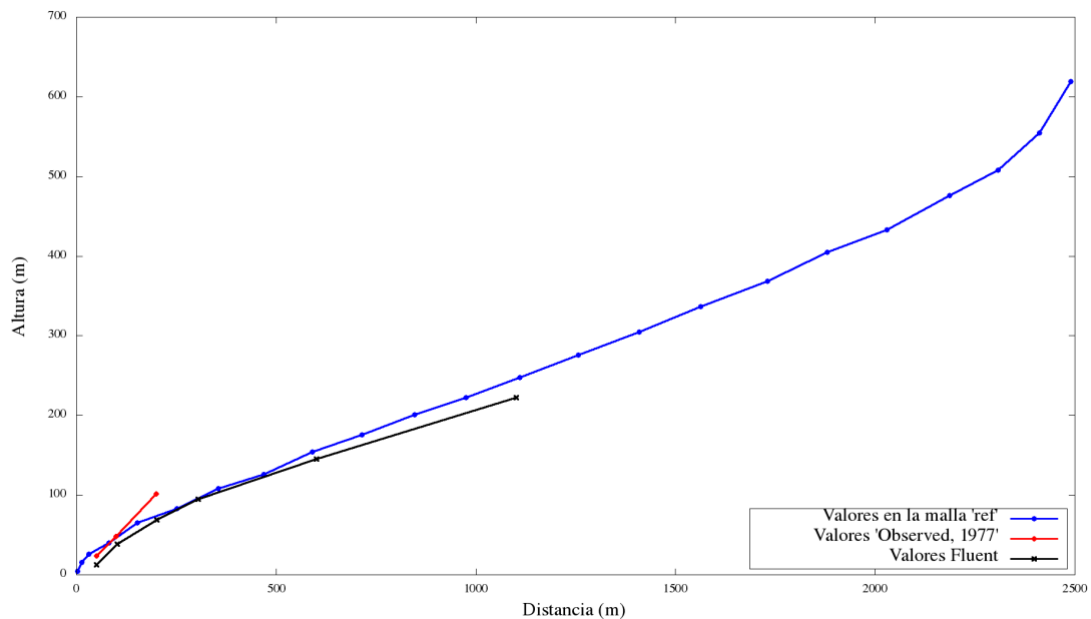


Gráfico 4.1. Valores experimentales

4.3. DEPOSICIÓN DE PARTÍCULAS

Con respecto a la deposición, en Chalk Point se midió experimentalmente en dos zonas diferentes, separadas a 500 y 1000 m de la línea central de la torre de enfriamiento. La Gráfica 4.2. compara los resultados numéricos obtenidos en este trabajo con los resultados numéricos anteriores de M. Lucas et ál. (2010), y con los resultados experimentales de Chalk Point. A la vista de esta gráfica, se puede concluir que la evaporación de las gotas fue insignificante durante el experimento de Chalk Point. Este resultado puede explicarse por el hecho de que el experimento de campo se realizó por la noche con una humedad relativa del 93%. Aunque el razonamiento anterior era válido para las condiciones mencionadas, la evaporación debe considerarse si las condiciones ambientales psicrométricas están lo suficientemente lejos de la línea de saturación porque jugará un papel importante en la evolución de la deriva.

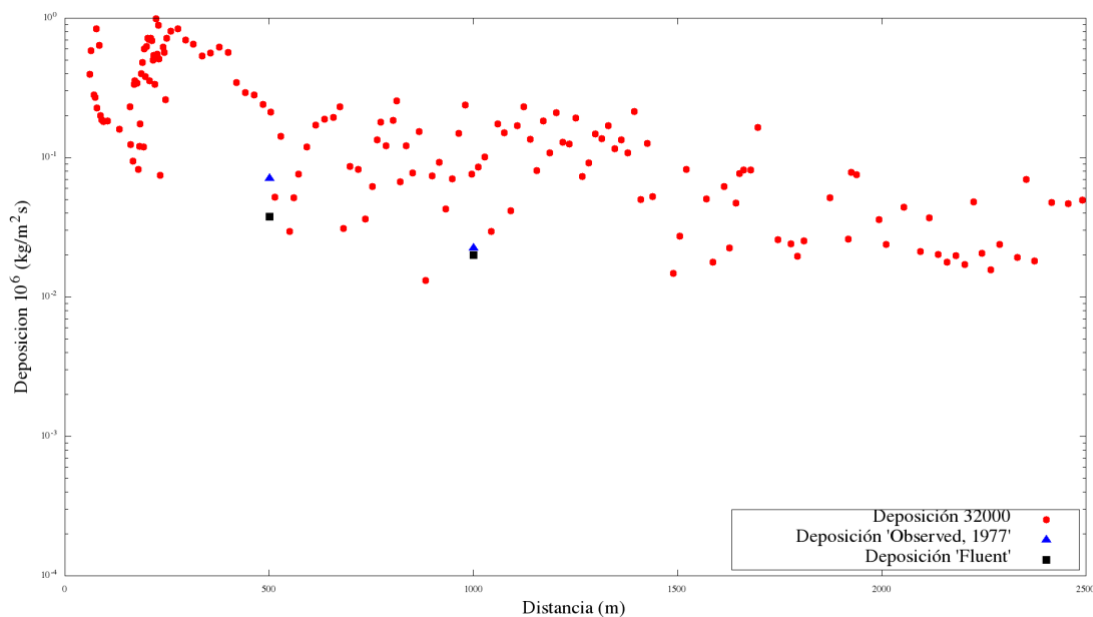


Gráfico 4.2. Comparativa de la deposición del caso elegido con los datos experimentales.

4.4. ESTUDIO DE TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO

En esta parte de nuestro trabajo, hemos trabajado a partir de la ecuación de intercambio de masa entre las partículas de agua y el aire, a partir del balance de energía siguiente:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_f \quad (4.1)$$

con $dm_p = dt$, la tasa de evaporación de la partícula (m_p es la masa de la partícula), h la transferencia de calor convectivo y h_f el calor latente del agua.

Se trata de estudiar como avanza la temperatura de la gota vía la resolución de esta ecuación, para comprobar que, independientemente de a qué temperatura salga la gota, ésta

alcanzará en el orden de menos de un segundo la temperatura de bulbo húmedo que existe en las condiciones externas.

En cuanto a la ecuación, cuando una gota se evapora, el primer término se anula, lo que deja una nueva ecuación de igualdad entre los dos términos restantes:

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = 0; \quad (4.2)$$

$$0 = hA_p(T - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_f \quad (4.3)$$

La ecuación (4.3) nos dice que la convección (o calor sensible) se hace equivalente al calor latente (o pérdida de masa), lo que en teoría nos dice que llegado a un punto en el que la temperatura de la gota es más baja que la del ambiente, está recibiendo calor sensible, pero a su vez, al estar evaporándose, está dando calor latente. El calor sensible y el calor latente, primer y segundo término respectivamente, se igualan hasta llegar a cero.

En la práctica, se ha lanzado un total de 8 modelos con temperatura y humedad relativa en el ambiente constantes en el que únicamente se ha inyectado una gota de diámetro inicial fijado. En los 8 modelos se ha variado el diámetro inicial de la gota, 200 μ m y 50 μ m, y para cada diámetro se ha estudiado dos variables más con dos niveles en cada uno de ellos: temperatura y humedad relativa.

Caso	Diámetro inicial de la gota (μ m)	Temperatura ambiente ($^{\circ}$ C)	Humedad Relativa ambiente (%)
Caso 1	50	15	25
Caso 2	50	15	75
Caso 3	50	25	25
Caso 4	50	25	75
Caso 5	200	15	25
Caso 6	200	15	75
Caso 7	200	25	25
Caso 8	200	25	75

Tabla 4.1. Tabla de los 8 casos incluidos en el estudio CFD de bulbo húmedo.

A continuación, procedo a la exposición de los resultados obtenidos en este estudio de forma gráfica y representados de dos formas distintas: 1) Representación de la evolución de la temperatura de la gota frente al tiempo y 2) Representación de la evolución del diámetro de la gota frente al tiempo.

- 1) Representación de la evolución de la temperatura de la gota lanzada para cada caso con sus respectivos parámetros climáticos.

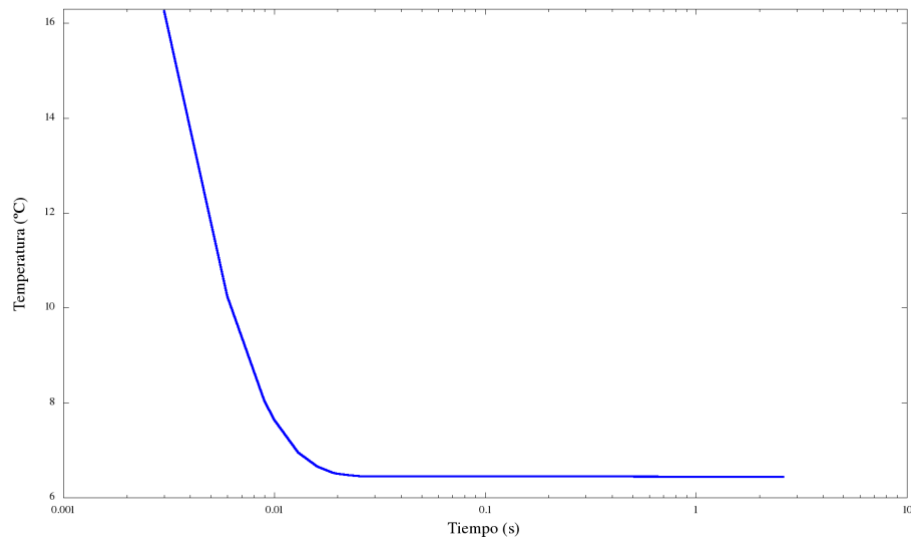


Gráfico 4.3. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 1 (50um, 15T, 25HR)

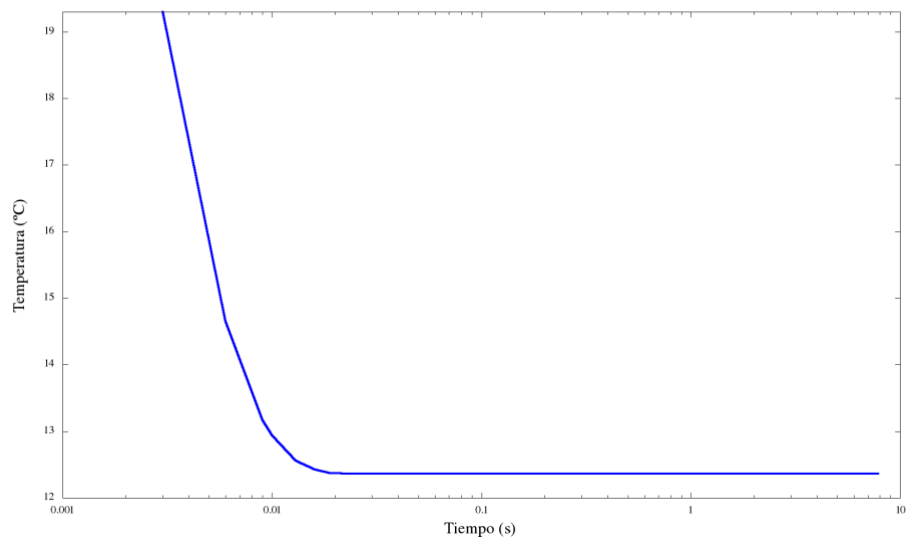


Gráfico 4.4. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 2 (50um, 15T, 75HR)

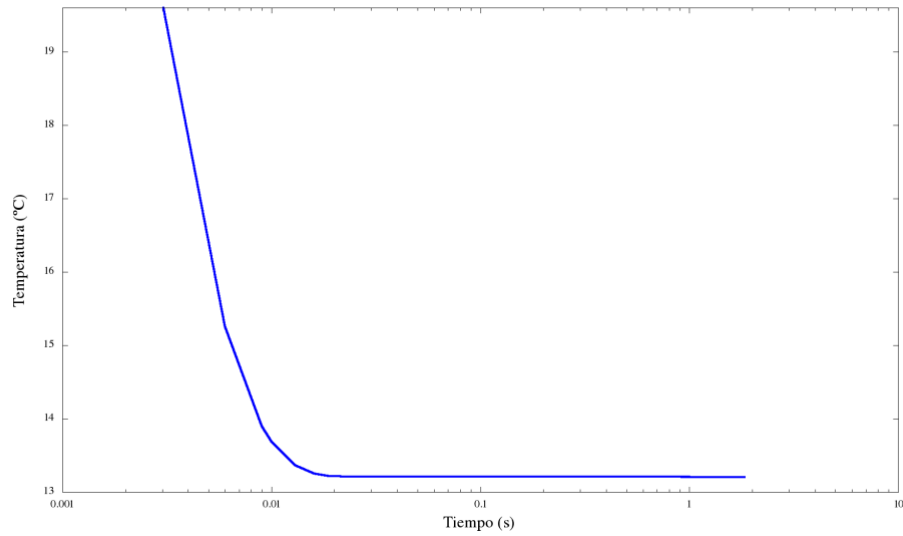


Gráfico 4.5. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 3 (50um, 25T, 25HR)

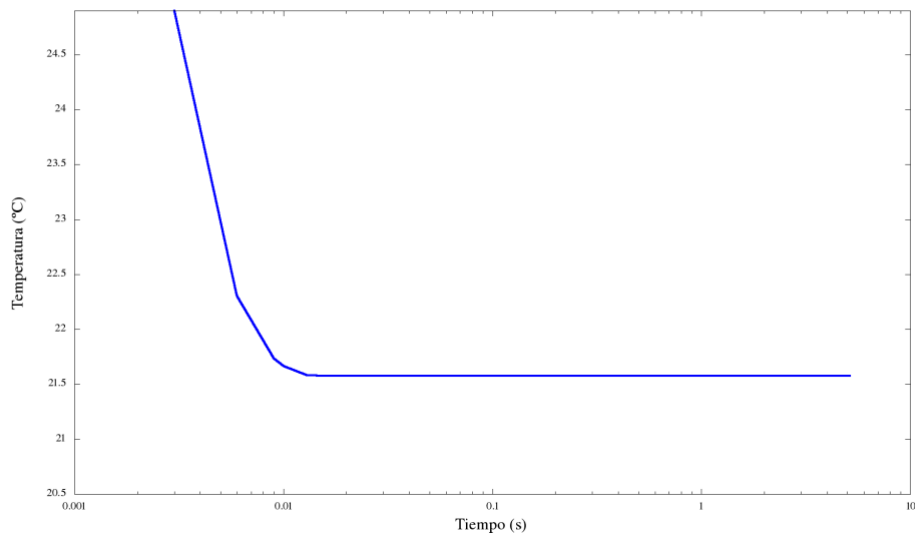


Gráfico 4.6. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 4 (50um, 25T, 75HR)

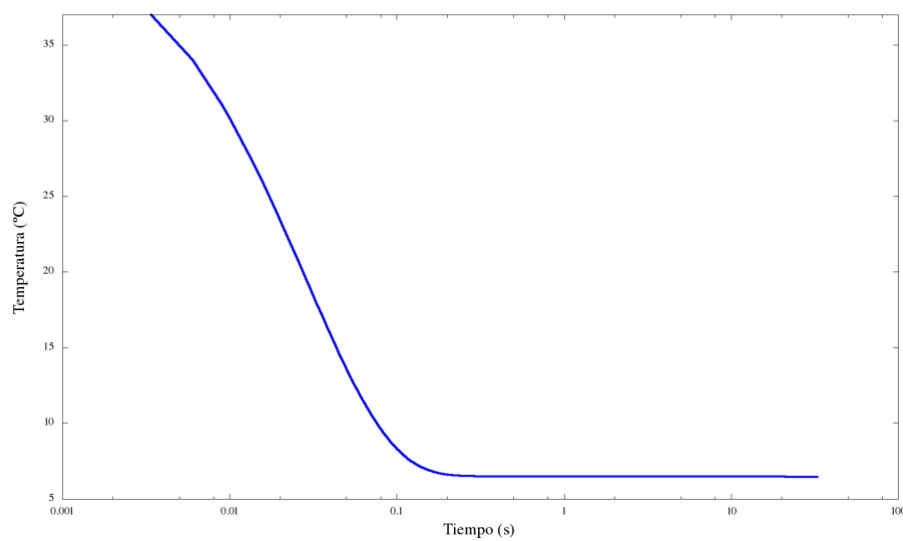


Gráfico 4.7. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 5 (200um, 15T, 25HR)

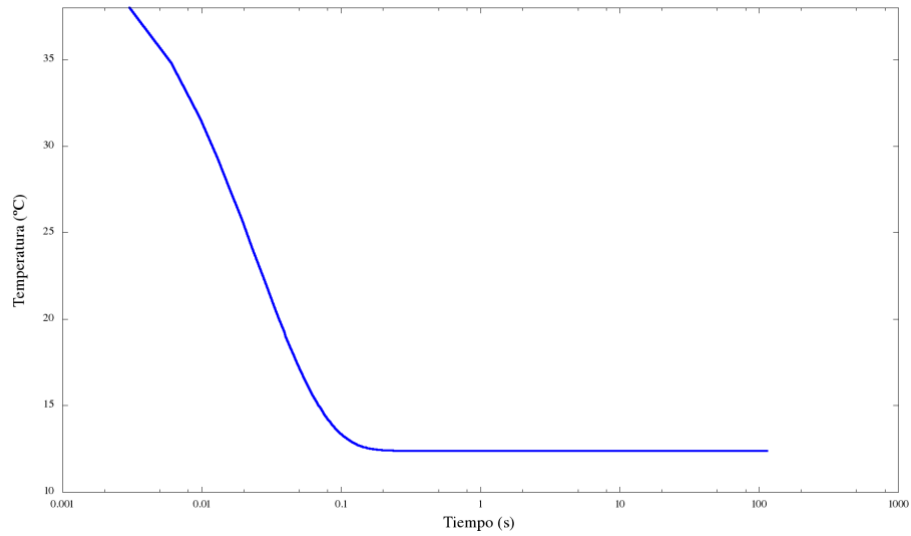


Gráfico 4.8. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 6 (200um, 15T, 75HR)

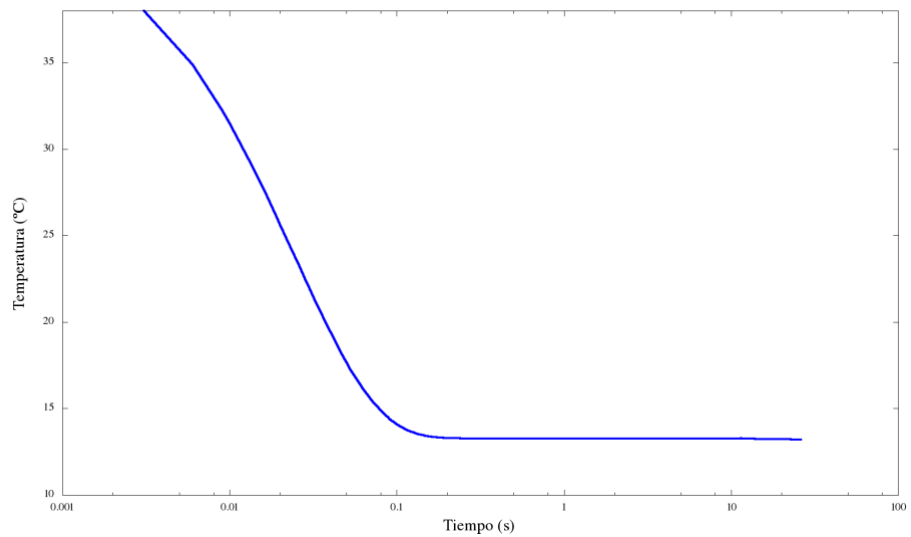


Gráfico 4.9. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 7 (200um, 25T, 25HR)

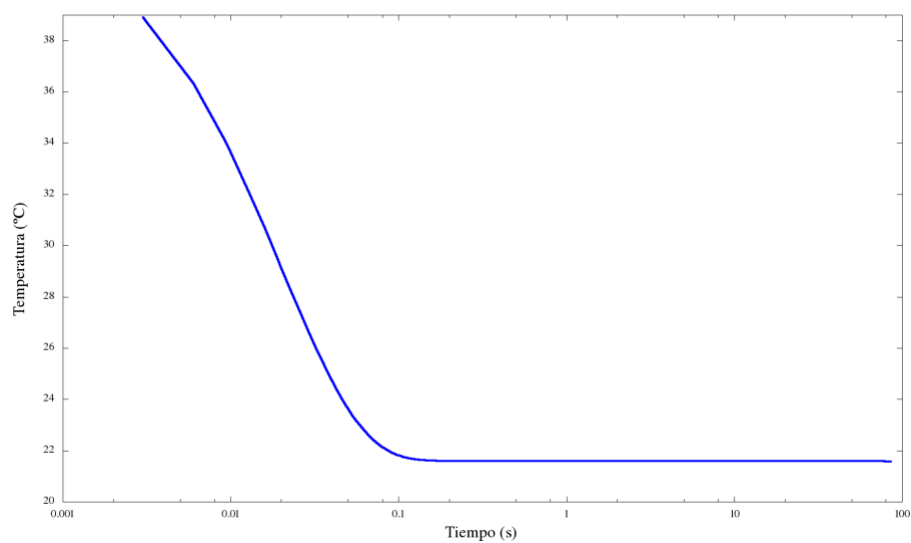


Gráfico 4.10. Evolución de la temperatura de la gota para el Caso 8 (200um, 25T, 75HR)

Las gráficas anteriores muestran cómo, después de que la gota sale de la torre de refrigeración, su temperatura disminuye a la temperatura ambiente del bulbo húmedo y, después de eso, se estabiliza en torno a este valor (ver Tabla 4.2.).

	Temperatura experimental para un diámetro de gota de 50 μm (K)	Temperatura experimental para un diámetro de gota de 200 μm (K)	Temperatura de Bulbo Húmedo ¹ (K)
15°C, 25%HR	279.59	279.64	279.70
15°C, 75%HR	285.51	285.53	285.59
25°C, 25%HR	286.36	286.42	286.53
25°C, 75%HR	294.73	294.74	294.79

Tabla 4.2. Validación de datos experimentales

¹ calculado a través de la página web <http://www.sugartech.co.za/psychro/index.php>. Las formulaciones utilizadas para calcular las propiedades del aire húmedo se basan en relaciones perfectas de gases publicadas en el Manual de Fundamentos de ASHRAE de 1989.

Este hecho da como resultado un valor integrado de la masa de agua depositada en el suelo más alto para los casos de invierno que para los casos de verano. En las condiciones mencionadas anteriormente, el área afectada también se hace más grande a medida que disminuye la temperatura ambiente, como se ha comprobado con un programa paralelo creado a partir de la plataforma *MATLAB* (ver Capítulo 5).

- 2) Representación de la evolución del diámetro de la gota lanzada para cada caso con sus respectivos parámetros climáticos.

Lo siguiente a comparar es el tiempo de vida de la gota, la evolución del diámetro frente al tiempo.

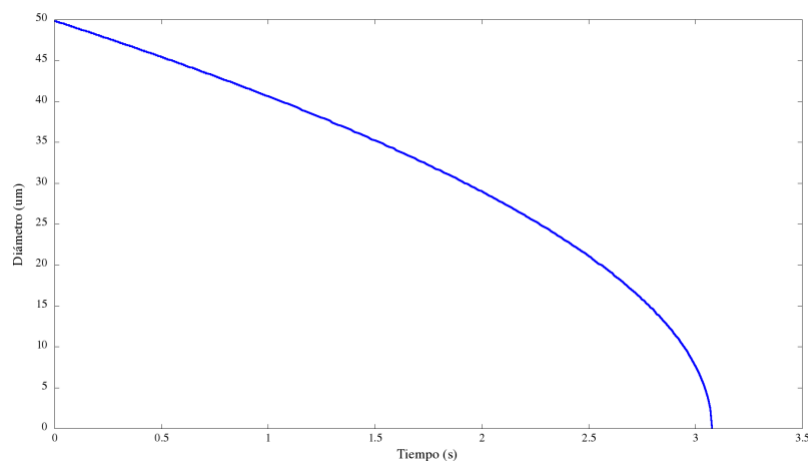


Gráfico 4.11. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 1 (50um, 15T, 25HR)

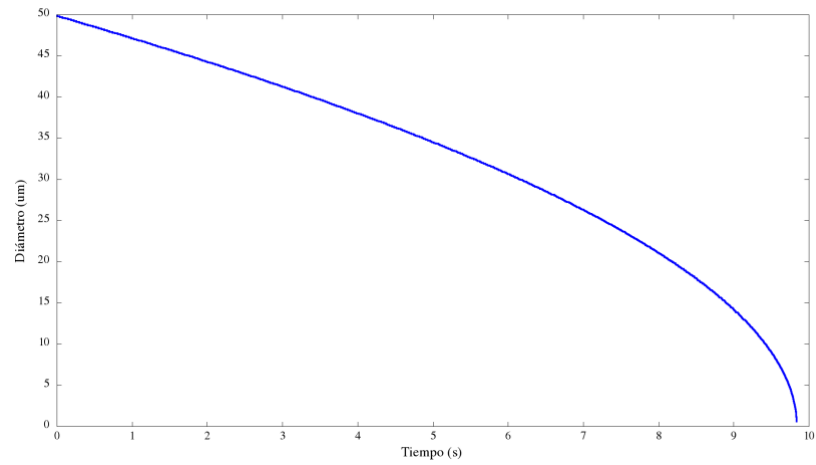


Gráfico 4.12. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 2 (50um, 15T, 75HR)

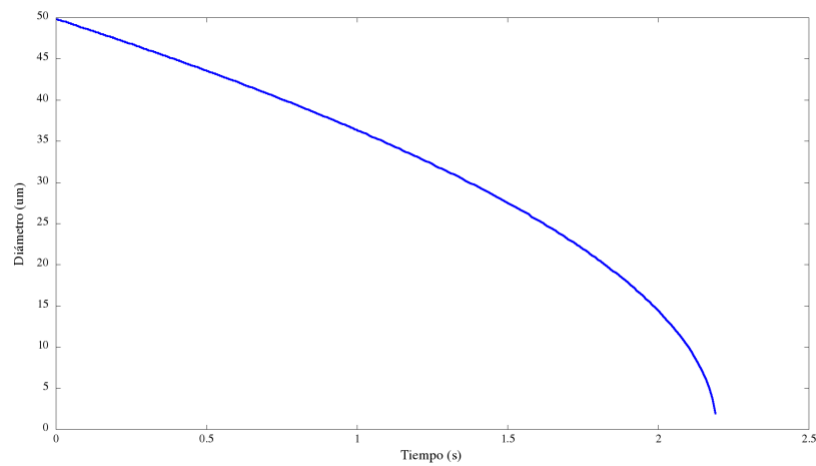


Gráfico 4.13. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 3 (50um, 25T, 25HR)

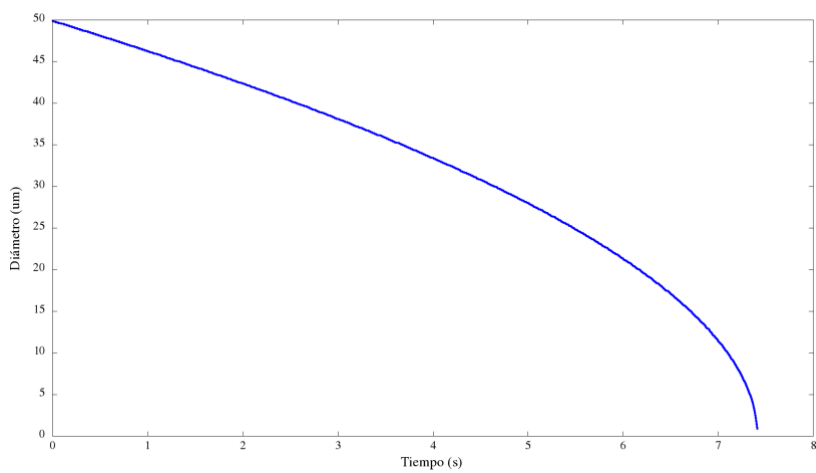


Gráfico 4.14. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 4 (50um, 25T, 75HR)

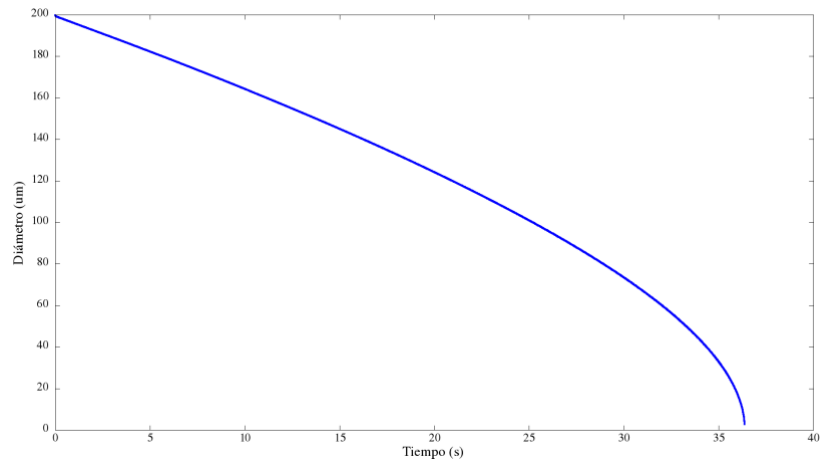


Gráfico 4.15. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 5 (200um, 15T, 25HR)

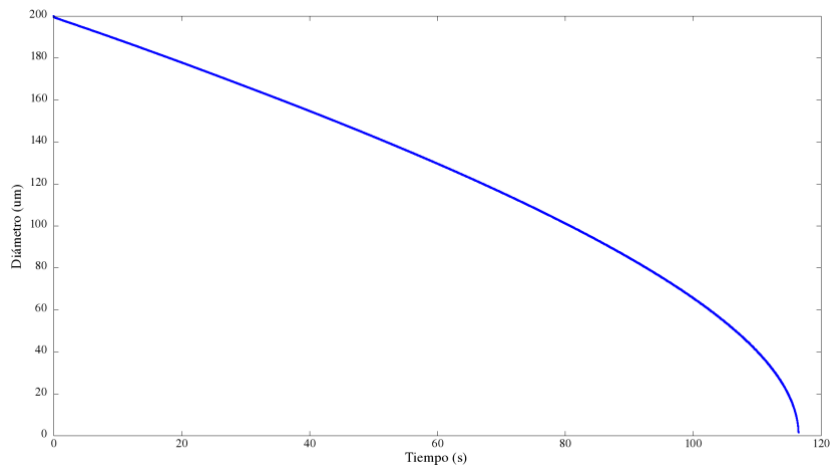


Gráfico 4.16. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 6 (200um, 15T, 75HR)

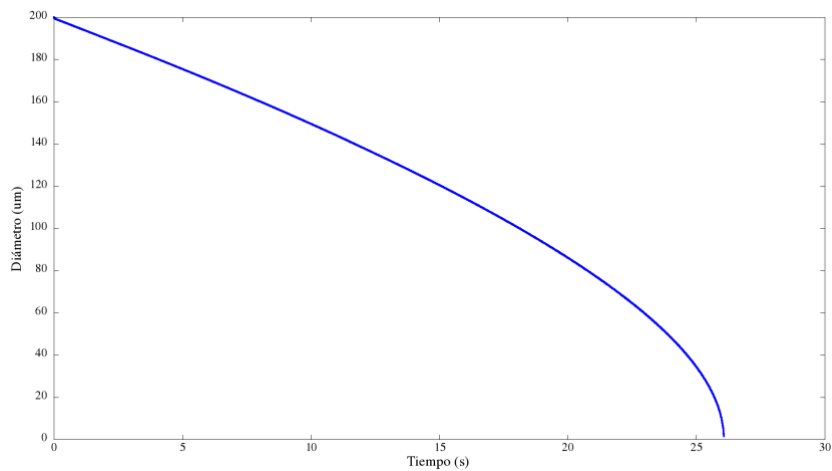


Gráfico 4.17. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 7 (200um, 25T, 25HR)

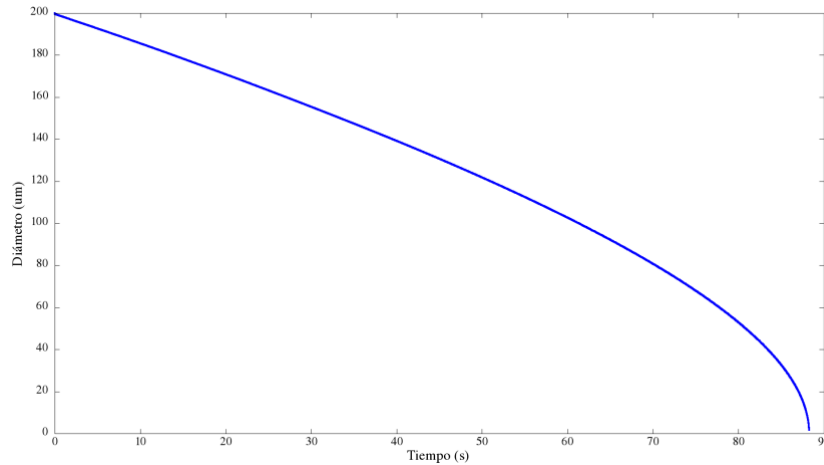


Gráfico 4.18. Evolución del diámetro de la gota para el Caso 8 (200um, 25T, 75HR)

Para hallar el tiempo de vida de cada gota se ha programado un breve código de *MATLAB*[®] (ver Anexo II), que necesita las siguientes entradas:

- Datos de las condiciones del caso: temperatura de bulbo seco o ambiental (en °C) y valor de la humedad relativa absoluta (en tanto por uno).
- Como datos de la inyección discreta, se requiere introducir el diámetro inicial de la gota (en micras) y la temperatura de bulbo húmedo (en °C).

El algoritmo que se ha usado para el desarrollo del código se presenta de la siguiente forma:

- Se calculan las propiedades del fluido de presión de vapor a temperatura de bulbo seco p , y la presión de vapor de agua saturada alrededor de la gota p_{sat} mediante las ecuaciones:

$$p_{sat} = 610.7 \cdot 10^{7.5T/(T+273.15)} \quad [Pa] \quad (4.4)$$

$$p = HR \cdot p_{sat} \quad [Pa] \quad (4.5)$$

- Se desarrolla a partir de la ecuación (7.9) la diferencia de presión de vapor y la diferencia de temperatura ambiente y de bulbo húmedo.
- Se calculan los parámetros de densidad de aire húmedo ρ_{aw} , del aire seco ρ_a de agua ρ_w mediante las siguientes correlaciones:

$$\rho_{aw} = 1.2929 \cdot \frac{273.15}{T_w} \cdot \frac{101325 - 0.3783 \cdot p_w}{101325} \quad [kg/m^3] \quad (4.6)$$

$$\rho_a = 1.2929 \cdot \frac{273.15}{T_a} \cdot \frac{101325 - 0.3783 \cdot p_a}{101325} \quad [kg/m^3] \quad (4.7)$$

$$\rho_w = 1000.0 - 0.00653(T_a - 3.98)^2 \quad [kg/m^3] \quad (4.8)$$

- Se deduce la viscosidad del aire μ_a , del agua μ_w y el coeficiente de difusión de vapor de agua en el aire D_v :

$$\mu_a = (17.1 + 0.067T_a - 0.0004T_a^2) \cdot 10^{-6} \quad [Pa \cdot s] \quad (4.9)$$

$$\mu_w = (17.1 + 0.067T_w - 0.0004T_w^2) \cdot 10^{-6} \quad [Pa \cdot s] \quad (4.10)$$

$$D_v = 21.2 \cdot 10^{-6} (1 + 0.0071T_a) \quad [m^2/s] \quad (4.11)$$

- A partir de las ecuaciones (7.7), (7.13) y (7.12), obtenemos b , q_1 y q_0 respectivamente para finalizar resolviendo la ecuación (7.16).

Los valores del tiempo de vida de la gota adquiridos mediante nuestra modelización CFD con OpenFOAM se han comparado y validado con los obtenidos a través del programa paralelo creado a partir de la plataforma *MATLAB*, los cuales se exponen a continuación.

- Diámetro inicial de la gota 50 μ m

Caso	Life time OpenFOAM (s)	Life time MATLAB (s)
15°C, 25%HR	3.079	3.1679
15°C, 75%HR	9.84	9.8918
25°C, 25%HR	2.19	2.335
25°C, 75%HR	7.41	7.39

Tabla 4.3. Tiempo de vida de la gota para cada caso

- Diámetro inicial de la gota 200 μ m

Caso	Life time OpenFOAM (s)	Life time MATLAB (s)
15°C, 25%HR	36.37	37.247
15°C, 75%HR	116.5	116.85
25°C, 25%HR	26.07	27.605
25°C, 75%HR	88.27	87.9

Tabla 4.4. Tiempo de vida de la gota para cada caso

Los casos son muy aproximados y por tanto válidos. La humedad y la temperatura están directamente relacionados con el tiempo de vida de la gota, así como el diámetro. A mayor humedad, mayor tiempo de evaporación, a mayor temperatura, menor tiempo, y finalmente, a mayor diámetro inicial, mayor tiempo.

CAPÍTULO 5: INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES ATMOSFÉRICAS

5.1. ESTUDIO PARAMÉTRICO

Una vez que se validó el modelo numérico, se analizó la influencia de las condiciones ambientales psicrométricas en la deposición de deriva de la torre de enfriamiento. Se han seleccionado dos variables psicrométricas independientes para describir las condiciones ambientales: temperatura ambiente de bulbo seco y humedad absoluta. La temperatura de la gota de agua a la salida de la torre de enfriamiento también se incluyó como una tercera variable. Se seleccionó como referencia un clima de tipo mediterráneo correspondiente a la región sureste de España (38 ° de latitud). El interés en esta región está justificado porque ha sufrido varios brotes importantes de la enfermedad del legionario (Fernández, J. A. et al. (2002) y Navarro, C. et al. (2001)). Los perfiles promedio para los días de verano, invierno y primavera fueron seleccionados para ser incluidos en la simulación numérica considerando los datos meteorológicos de los últimos 20 años. Para la humedad absoluta, se seleccionaron dos niveles para describir un día promedio húmedo y seco para cada estación, como se muestra en la Gráfica 3.2. y Gráfica 3.3. (ver apartado 3.5.). El valor seleccionado para la temperatura de la gota de agua a la salida de la torre de enfriamiento fue 315.3 K. No se ha elegido un segundo valor de temperatura debido a que los resultados serían prácticamente idénticos, pues como si que se ha comprobado anteriormente, la gota alcanza la temperatura de bulbo húmedo en el orden de menos de un segundo (ver apartado 4.3.). Cada uno de los seis casos evaluados se identifica en la Tabla 5.1.

Casos	Nivel de temperatura ambiente (Estación)	Nivel de humedad ambiente	Deposición de agua (kg/s)·10 ³	Distancia afectada (m)
Caso 1	Invierno	Seco	7.0451	1707.297
Caso 2	Invierno	Húmedo	11.6731	2284.1206
Caso 3	Primavera	Seco	4.603	1196.1101
Caso 4	Primavera	Húmedo	7.3964	1795.8176
Caso 5	Verano	Seco	2.4902	578.60681
Caso 6	Verano	Húmedo	4.2327	707.97163

Tabla 5.1. Seis casos incluidos en el estudio CFD

La distancia afectada alrededor de la torre de refrigeración se define como el radio de la circunferencia, con centro en la torre, en la que se registra el 99.9% del agua total depositada y denotan el área máxima afectada por la deriva de la torre de refrigeración.

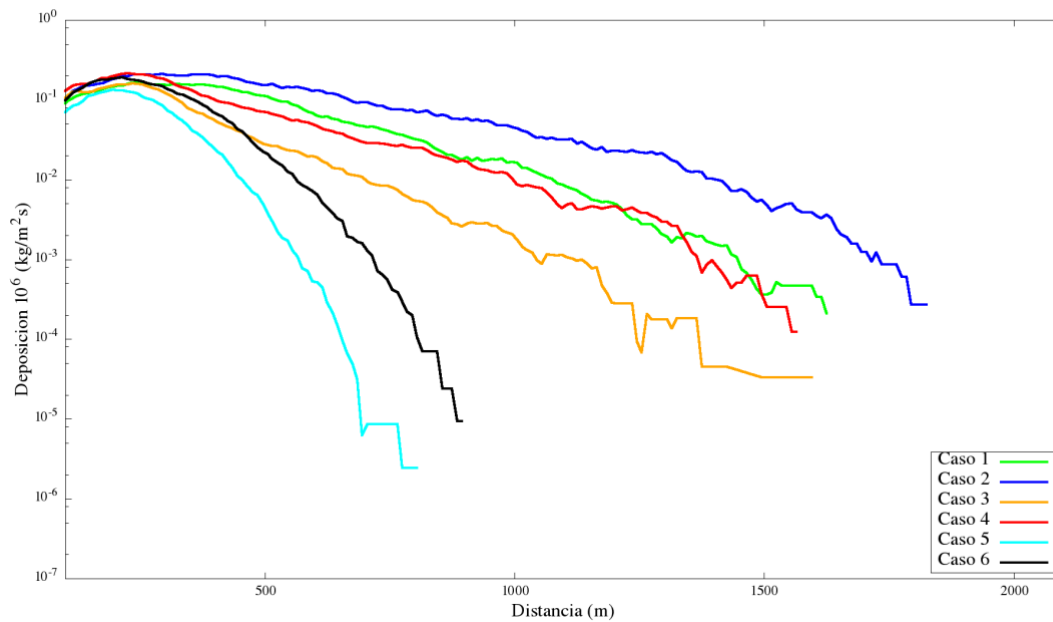


Gráfico 5.1. Resultados de la predicción de la deposición en todos los casos

Los valores de deposición de agua se calculan como la integral de la deposición en el suelo. En la Gráfica 5.1. se muestra la deposición de agua total en el suelo por unidad de tiempo y metro cuadrado a lo largo de la coordenada x . Para hallar la deposición de cada caso se ha desarrollado un nuevo código de *MATLAB*® para postprocesar los datos de la simulación y que necesita las siguientes entradas:

- Archivos de todas las partículas que han salido de la torre de refrigeración en el instante inicial y se han depositado en el suelo. Estos archivos han sido creados por un proceso previo de filtrado realizado a través de un código Python, con el que hemos separado las gotas que se evaporan de las que se depositan. Este archivo debe incluir el ID de la partícula, diámetro inicial, coordenadas x e y del lugar de impacto en el suelo, gasto másico y diámetro final.

El algoritmo que se ha usado esta vez trabaja de la siguiente forma:

- Se genera una matriz a partir de los datos importados y una nueva columna con la raíz cuadrada de la suma de coordenadas x e y , ambas al cuadrado, que llamaremos *distancia de deposición*, fijando la salida de la torre como el punto (0,0).
- Para la deposición, se calcula a partir del gasto másico \dot{m} , diámetro inicial d_i , y diámetro final d_f y se crea una nueva columna en la matriz para guardarla:

$$deposición = \dot{m} \cdot \left(\frac{d_f}{d_i}\right)^3 \quad [kg/m^2s] \quad (5.1)$$

- Se ordena la matriz completa de menor a mayor *distancia de deposición* y se recorre de inicio a fin sumando la deposición hasta llegar al 99% del total de agua depositada, con el fin de calcular el *área máxima de afectación* alrededor de la torre.

En el Anexo III se ha adjuntado el código de *MATLAB*®.

5.2. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA AMBIENTE

La Gráfica 5.2. muestra como un aumento de la temperatura de bulbo seco (temperatura ambiente) conlleva un aumento en la evaporación de las gotas, y a lo sumo una disminución de la deposición en el suelo.

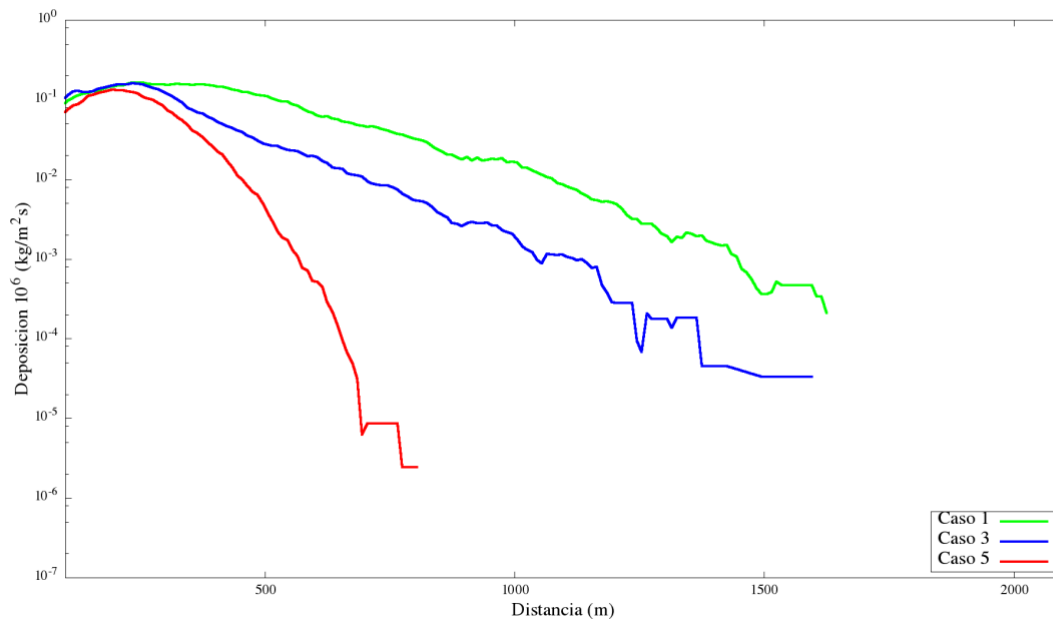


Gráfico 5.2. Resultados de la deposición a humedad absoluta ambiente constante

Sabiendo que los tres casos expuestos presentan la misma humedad absoluta y que la temperatura ambiente del bulbo húmedo es más alta en verano que en primavera, y en primavera más que en invierno, se puede confirmar que a medida que la temperatura de la gota se estabiliza alrededor de la temperatura del bulbo húmedo, es la diferencia de presión de vapor que existe entre la superficie de la gota y el ambiente la que justifica los niveles de evaporación.

5.3. INFLUENCIA DE LA HUMEDAD ABSOLUTA AMBIENTE

La Gráfica 5.3. representa el efecto que tiene la humedad ambiental absoluta en la deposición de gotas de agua en el suelo, manteniendo tanto la temperatura ambiente como la temperatura de la gota constantes.

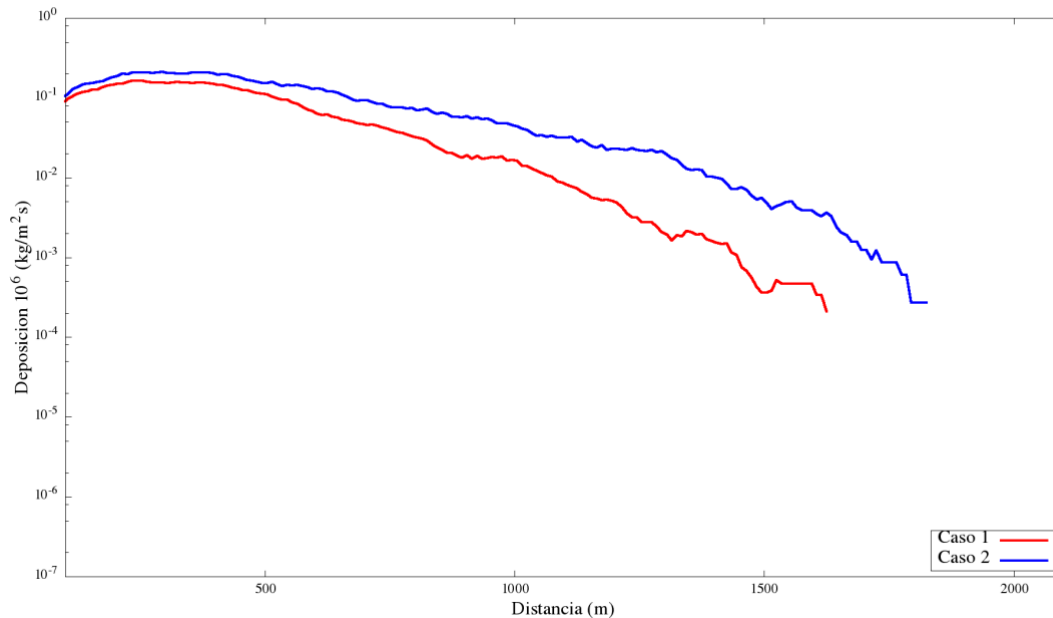


Gráfico 5.3. Resultados de la deposición a temperatura ambiente constante

Como se puede observar en la Gráfica 5.3., la evaporación es más elevada en los casos secos y, por tanto, la masa depositada es menor que en los húmedos. Como se ha justificado anteriormente, la diferencia en la presión de vapor entre la superficie de la gota y el ambiente explican los diferentes niveles de evaporación. En consecuencia, el tamaño del área máxima afectada por la torre de refrigeración aumenta en los casos húmedos y disminuye en los secos (ver Tabla 5.1.).

CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES

6.1. CONCLUSIONES

Las figuras 6.1., 6.2. y 6.3. muestran la trayectoria de la nube de la partícula de tres de los seis casos analizados en este estudio. Se ha dividido en tres figuras tres tiempos congelados para cada caso a comparar en esta conclusión, a los 160 segundos, 320 segundos y la última de ellas a los 500 segundos. El motivo de esta representación es poder evaluar como cambia el comportamiento de la nube de gotas en base a los dos parámetros clave (temperatura ambiente y humedad absoluta ambiente) a lo largo del tiempo. El invierno húmedo con un nivel de temperatura de gota de salida de 315.3 K se ha seleccionado como caso de referencia (Figura A que se encuentra en la parte superior de todas las figuras, Fig. 6.1., Fig. 6.2. y Fig. 6.3.). La parte inferior derecha de las tres figuras de este capítulo, Figura C, muestra las trayectorias de las gotas para un verano húmedo. Se puede apreciar que el efecto de la temperatura del bulbo seco en la deposición por deriva es mayor que el correspondiente a la humedad absoluta (Figura B, parte inferior izquierda) para el rango estudiado. El conjunto de figuras también muestra información relacionada con el diámetro de gota. Puede verse como las gotas más grandes caen en el área más cercana a la torre de enfriamiento y las más pequeñas en el área más remota.

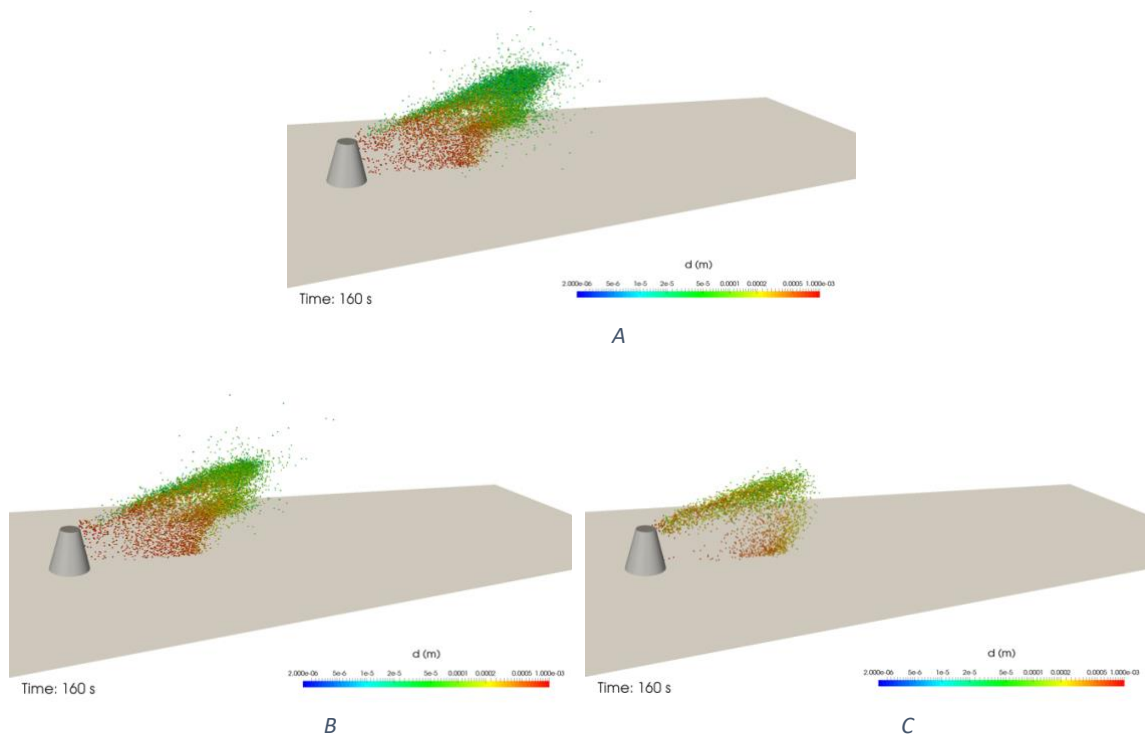


Figura 6.1. Evolución de la nube de gotas para un tiempo parado en 160 segundos. La figura A representa el caso que hemos tomado como referencia, Invierno Húmedo; la figura B representa Invierno Seco; y la figura C representa Verano Húmedo

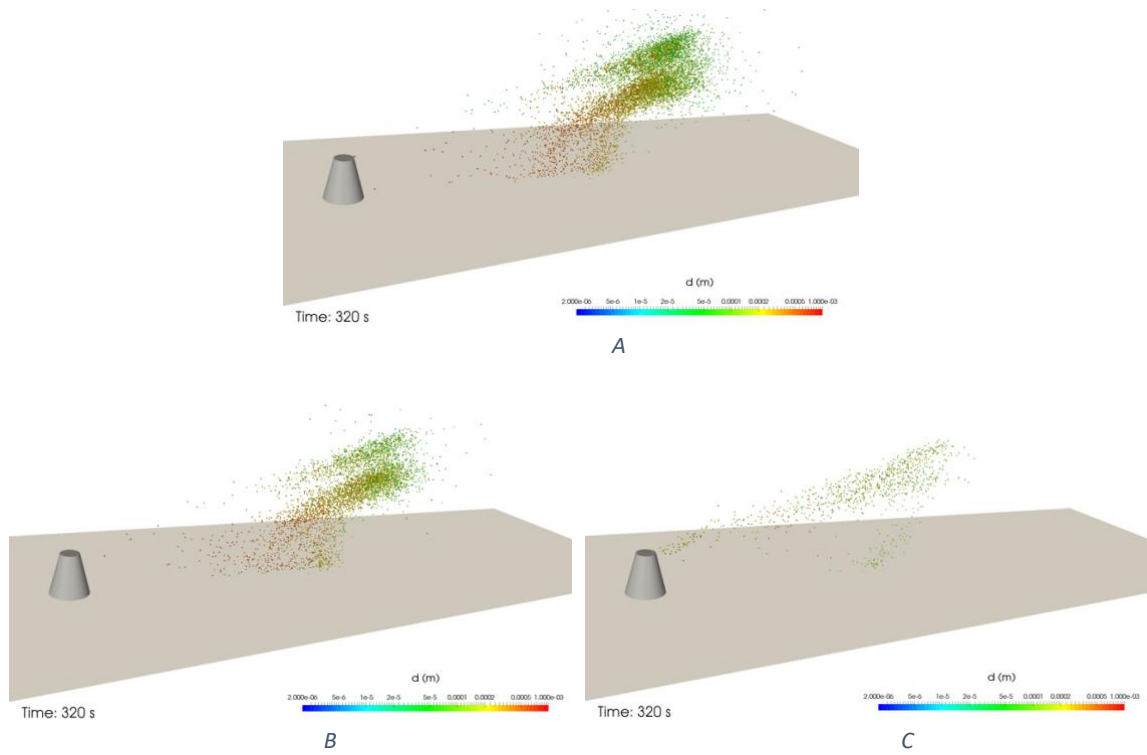


Figura 6.2. Evolución de la nube de gotas para un tiempo parado en 320 segundos. La figura A representa el caso que hemos tomado como referencia, Invierno Húmedo; la figura B representa Invierno Seco; y la figura C representa Verano Húmedo.

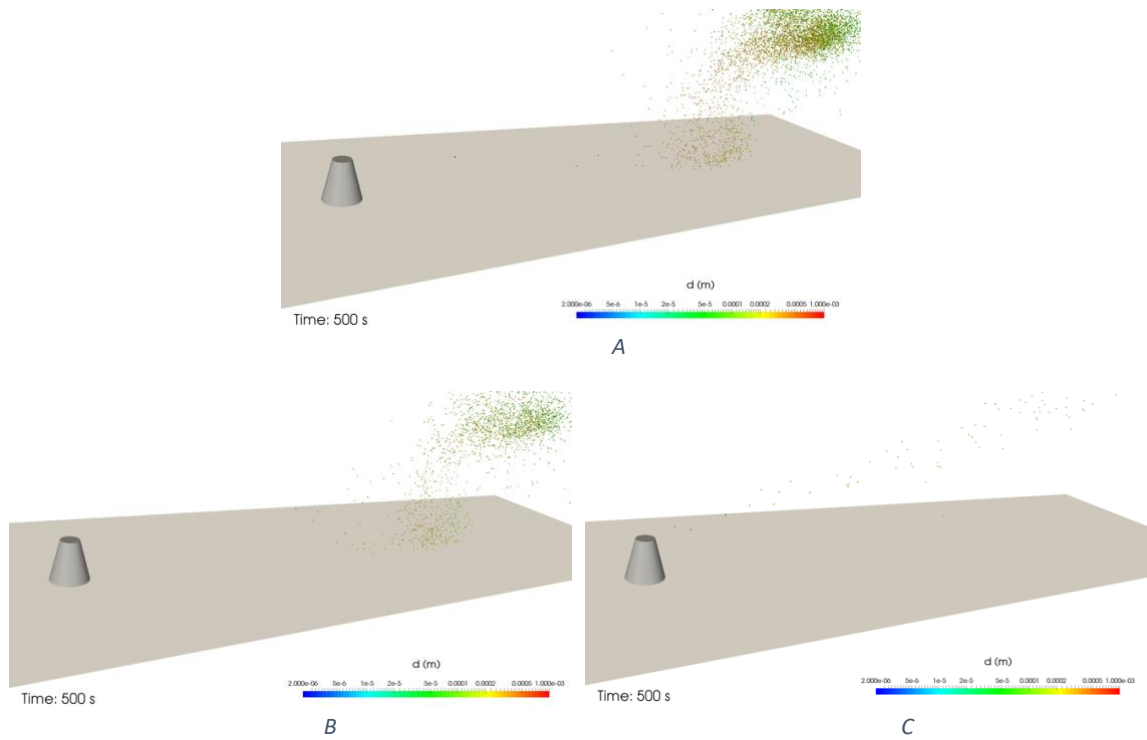


Figura 6.3. Evolución de la nube de gotas para un tiempo parado en 320 segundos. La figura A representa el caso que hemos tomado como referencia, Invierno Húmedo; la figura B representa Invierno Seco; y la figura C representa Verano Húmedo.

La evolución en el tiempo de la nube de partículas para cada caso también nos enseña como existe mucha más evaporación en el caso de Verano Húmedo (Figura C) que en los otros dos, mientras que, en ambos casos de invierno, aunque sí que es apreciable que a mayor humedad menor evaporación (la Figura A presenta mayor densidad de nube que la Figura B), la diferencia es menos significativa. Esto refuerza la teoría ya mencionada: el efecto que tiene la temperatura de bulbo seco en el modelo es mucho mayor que el efecto que tiene la humedad relativa absoluta.

Casos	Nivel de temperatura ambiente (Estación)	Nivel de humedad ambiente	Deposición de agua (kg/s)·10 ³	Distancia afectada (m)
Caso 1	Invierno	Seco	7.0451	1707.297
Caso 2	Invierno	Húmedo	11.6731	2284.1206
Caso 6	Verano	Húmedo	4.2327	707.97163

Tabla 6.1. Deposición y distancia afectada con cifras para los tres casos evaluados.

Los objetivos principales que se querían lograr en este trabajo eran tres: el primero era desarrollar un modelo de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para predecir el tiempo de vida de las gotas de agua y la deposición de la deriva superficial de las torres de refrigeración; el segundo fue validar dicho modelo utilizando datos experimentales de la bibliografía; el tercer y último objetivo fue, por tanto, evaluar la influencia de las condiciones ambientales psicrométricas, siendo estas la temperatura de bulbo seco y la humedad absoluta, en el tamaño del área máxima de influencia de la torre de refrigeración.

El modelo matemático presentado, que consta de dos conjuntos acoplados de ecuaciones de conservación para las fases continua y discreta, se incorporó en el código CFD de OpenFOAM® para simular la evaporación y la deposición por deriva proveniente de la torre modelada.

Los resultados de F. Sánchez (2015) y los resultados experimentales de M. Lucas (2010) y Policastro (1978) se emplearon para validar los resultados numéricos en términos de tiempo de vida de la gota y deposición, en el mismo orden. También se obtuvo una buena concordancia con la deposición obtenida respecto de los resultados proporcionados por un modelo numérico desarrollado previamente por Meroney para el mismo experimento (Chalk Point Dye Tracer Experiment). Aunque el modelo de Meroney no tuvo en cuenta la evaporación, el experimento se realizó en condiciones de alta humedad relativa, lo que explica la falta de divergencia entre los resultados de ambos modelos.

Una vez que se validó el modelo desarrollado en este trabajo, se demostró la fuerte influencia de la temperatura ambiente en la deposición y dispersión por deriva de la torre de refrigeración. Si observamos los casos, con una temperatura ambiente más alta la deposición en el suelo fue menor, al igual que el área máxima de influencia de la torre de refrigeración. El

efecto de la otra magnitud incluida en el estudio (humedad absoluta ambiental) sobre la deposición y dispersión por deriva de la torre fue más débil que el causado por la temperatura ambiente. Aún así, se apreció que un alto nivel de humedad ambiental absoluta aumentó la deposición de agua subterránea y también el radio del área de influencia.

6.2. FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO

Una vez que ya se ha validado el modelo numérico, se nos plantean numerosas opciones para continuar por esta línea de investigación, manteniéndonos dentro del proyecto principal “Acciones para el control y reducción de emisiones procedentes de torres de refrigeración”.

Una posible próxima meta puede ser lograr un acoplamiento entre fases más real, en el que la humedad del modelo no sea constante, sino que exista transferencia de humedad entre la fase discreta y la continua, haciendo posible la creación de nuevas partículas de gotas cuando la saturación del ambiente fruto de la evaporación, si se dan las circunstancias climatológicas, condense en nuevas gotas.

Otra meta es, sin duda, la aplicación de este modelo en un entorno con edificios y obstáculos que modifiquen el flujo del aire. El fin de este proyecto no es otro que simular la dispersión y el área máxima de influencia en entornos donde exista un riesgo real de que se produzca un brote de *Legionelosis*, en la que haya una población cerca que se pueda ver afectada, como sucedió en el hospital de Murcia *Morales Meseguer* en el 2001. De esta manera sí que estaríamos hablando de un verdadero modelo de delimitación de zonas con elevadas probabilidades de contagio de la población totalmente práctico.

Anexo I. EVAPORACIÓN DE LAS GOTAS DURANTE EL VUELO

INTRODUCCIÓN

Es un fenómeno físico común que los líquidos se evaporan. Dependiendo de la temperatura ambiente y la presión de vapor, cada líquido (y también muchos sólidos) mostrará más o menos signos de evaporación. En todas las aplicaciones prácticas de pulverización, la presión de vapor del soluto es mucho menor que la del agua y, en consecuencia, la velocidad de evaporación del soluto será mucho menor que la del agua. Por lo tanto, parece razonable suponer que las gotas de pulverización en el aire perderán su contenido de agua con bastante más rapidez. Posteriormente, la partícula restante (ya no posee H₂O) se evaporará muy lentamente con respecto a la evaporación del agua.

Toda partícula de agua que está en contacto con el aire ya sea flotando o cayendo, se evapora y, por tanto, su tamaño se va a ver afectado, disminuye. Como consecuencia a este fenómeno, la gota pierde calor, y lo hace hasta alcanzar la temperatura de bulbo húmedo. A la par, el agua que se evapora genera una saturación alrededor de la gota, favoreciendo el flujo de calor hacia su interior y al mismo tiempo, reafirma la evaporación.

Lefebvre (1989) mostró que el D^2 de gotas de aceite caliente disminuye casi completamente con el tiempo, para $D > 300 \mu m$. Hartley y Graham-Bryce (1980) mencionaron la siguiente relación simple entre el diámetro de gota D y la vida útil:

$$t_{life} = \frac{D^2}{78\Delta T} \quad [s] \quad (7.1)$$

donde ΔT es la diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo. H.J. Holterman demostró que estas relaciones son demasiado simples para ser utilizadas como un modelo general de evaporación de gotas de agua en el aire, como veremos a continuación.

La vida útil de las partículas proporciona información útil sobre el área afectada por la torre de enfriamiento. En un supuesto brote de Legionella desde la torre de enfriamiento, sería deseable que las gotas se evaporasen antes de llegar al suelo. Esto ocurre cuando el tiempo de vida de la gota es menor que el tiempo que la partícula tarda en impactar contra el suelo. Ese tiempo de impacto se puede estimar en función de variables como el tamaño de la partícula, la altura de la torre de enfriamiento y las condiciones atmosféricas. Holterman desarrolló una expresión para calcular la vida útil de una gota en condiciones de evaporación constante. Sería interesante probar la validez de la ecuación de Holterman para la nube de gotas de diferentes tamaños emitidas por una torre de enfriamiento. Proporcionaría un método rápido para estimar el área afectada por la torre de enfriamiento. Los tiempos de vida numéricos de las gotas obtenidos en las simulaciones se compararán con el tiempo de vida de las gotas analítico obtenido a partir de la ecuación de Holterman.

DISMINUCIÓN DEL DIÁMETRO DE LA GOTA CON EL TIEMPO

- DERIVACIÓN GENERAL

El rango de disminución del diámetro D de una partícula esférica suspendida en el aire debido a la evaporación se describe, como anunciaron Williamson y Threadgill (1974), como:

$$\frac{dD}{dt} = \frac{-4M_L D_{v,f}}{D\rho_L RT_f} \Delta p (1 + 0.276 Re^{1/2} Sc^{1/3}) \quad [m/s] \quad (7.2)$$

Con:

$M_L \equiv$ Peso molecular del líquido evaporado (agua: 0.018 kg/mol)

$\rho_L \equiv$ Densidad del líquido

$D_{v,f} \equiv$ Coeficiente medio de difusión para partículas de vapor en la película saturada que rodea la gota

$T_f \equiv$ Temperatura media absoluta en la película saturada que rodea la gota

$Re \equiv$ Número de Reynolds

$Sc \equiv$ Número de Schmidts'

$\Delta p \equiv$ Diferencia entre presión de vapor de la gota y la presión atmosférica

$R \equiv$ Constante de los gases ($8.3144 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$)

Podemos calcular el número de Reynolds a partir de la ecuación (7.1). Tanto el número de Reynolds como el de Schmidts' se evalúan dentro de la película saturada, a temperatura T_f .

$$Re = \frac{\rho_{a,f} D v}{\eta_{a,f}} \quad [adimensional] \quad (7.3)$$

Con:

$v \equiv$ Velocidad de la partícula de agua en relación al aire por el que se desplaza

$\rho_{a,f} \equiv$ Densidad del aire a la temperatura T_f

$\eta_{a,f} \equiv$ Viscosidad del aire a la temperatura T_f

En cuanto al número de Schmidt, se calcula mediante la siguiente ecuación. Se trata de un parámetro adimensional usado para relacionar el transporte difusivo con el viscoso del material.

$$Sc = \frac{\eta_{a,f}}{\rho_{a,f} D_{v,f}} \quad [adimensional] \quad (7.4)$$

Combinando las ecuaciones (7.2), (7.3) y (7.4), y suponiendo que únicamente D y v dependerán del tiempo:

$$\frac{dD}{dt} = \frac{-a}{D} (a + b\sqrt{Dv}) \quad [m/s] \quad (7.5)$$

donde las constantes a y b solo dependen de las condiciones ambientales y de las propiedades del líquido:

$$a = \frac{4M_L D_{v,f} \Delta p}{\rho_L R T_f} \quad [m^2/s] \quad (7.6)$$

$$b = 0.276 \left(\frac{\rho_{a,f}}{\eta_{a,f} D_{v,f}^2} \right)^{1/6} \quad [m^{-1}/s^{1/2}] \quad (7.7)$$

Llamando K a la evaporación, queda definida por:

$$K = -2D \frac{dD}{dt} 2a(1 + b\sqrt{Dv}) \quad [m^2/s] \quad (7.8)$$

Si nos centramos en los parámetros que se requieren para que se de este fenómeno, la gran mayoría, como por ejemplo la viscosidad o la temperatura absoluta, varían mínimamente con la variación de temperatura que se puede llegar a dar en la naturaleza, teniendo en cuenta un rango de temperaturas comunes en la realidad. En cambio, existe uno que actuará como propulsor para transportar el vapor de la superficie de la gota al exterior. Este parámetro es la diferencia de presión de vapor Δp , que a menudo se puede relacionar con la temperatura no solo ambiente, sino de bulbo húmedo también, expongo a continuación:

$$\Delta p = p_{sat,f} - p = \gamma(T - T_w) \quad [Pa] \quad (7.9)$$

Con:

$T \equiv$ Temperatura ambiente

$T_w \equiv$ Temperatura de bulbo húmedo

$p_{sat,f} \equiv$ Presión de vapor alrededor de la gota

$p \equiv$ Presión de vapor en el ambiente

$\gamma \equiv$ Constante aproximadamente de $\sim 67Pa/K$

Ahora la ecuación (7.6) quedaría de la siguiente forma:

$$a = \frac{4\gamma M_L D_{v,f} \Delta T}{\rho_L R T_f} \quad [m^2/s] \quad (7.10)$$

donde $\Delta T = T - T_w$.

- VELOCIDAD DE EVAPORACIÓN DE UNA GOTA A VELOCIDAD DE SEDIMENTACIÓN

La ecuación (7.8) proporciona, de forma no lineal, la velocidad de evaporación de una gota de agua en función de su diámetro y velocidad y sabemos que todas las gotas que son liberadas en el aire terminan alcanzando su velocidad de sedimentación, siempre que no impacten contra algo. Bien, podemos aproximar esta ecuación a una ecuación lineal, dado que los factores a y b

son independientes del diámetro de la gota. Por ello, la dependencia del diámetro solo debe aparecer de forma implícita en la raíz cuadrada del diámetro y la velocidad de sedimentación:

$$K = q_0 \Delta T (1 + q_1 D) \quad [m^2/s] \quad (7.11)$$

donde:

$$q_0 = \frac{2a}{\Delta T} (1 + bs_0) \quad [m^2 \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (7.12)$$

$$q_1 = \frac{br_0}{1 + bs_0} \quad [m^{-1}] \quad (7.13)$$

LA ECUACIÓN DE HOLTERMAN DE LA VIDA DE UNA GOTA

Holterman trabajó en la ecuación (7.6) y asumió que, con respecto a la evaporación, se deben considerar dos escalas de tiempo. En primer lugar, cuando se libera una nueva gota en el aire, la evaporación comenzará de inmediato. La gota se enfriará gradualmente hasta que alcance su temperatura de bulbo húmedo (cuyo valor depende de la temperatura ambiente y la humedad relativa). La primera escala de tiempo es la del transitorio para el enfriamiento. Si la gota está en su temperatura estable de bulbo húmedo, continuará reduciendo su tamaño debido a la evaporación "constante". Eventualmente, la gota desaparece cuando toda el agua se haya evaporado. La segunda escala de tiempo es la relacionada con la evaporación "constante". El adjetivo "estable" se usa simplemente para distinguir el proceso del período de enfriamiento inicial; la evaporación física no es un proceso "constante", ya que la gota se contrae continuamente y la velocidad de evaporación cambia de manera correspondiente. Así, la vida útil de una gota está completamente determinada por el proceso de evaporación constante.

$$\frac{dt}{dD} = \frac{-2}{q_0 q_1 \Delta T} \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + q_1 D}\right) \quad [s/m] \quad (7.14)$$

E Integrando obtenemos:

$$t(D) = \frac{-2q_1 D}{q_0 q_1^2 \Delta T} + \frac{2}{q_0 q_1^2 \Delta T} \ln(1 + q_1 D) + c. \quad [s] \quad (7.15)$$

donde c es una constante de integración, que puede determinarse considerando que en $t = 0$ la gota tiene su diámetro inicial D_0 . Por otro lado, la vida útil de la gota es igual al tiempo que ha tardado el diámetro en hacerse cero ($D = 0$). Esto da como resultado la siguiente expresión para la vida útil de una gota que se evapora:

$$t_{life} = \frac{2}{q_0 q_1^2 \Delta T} \cdot [q_1 D_0 - \ln(1 + q_1 D_0)] \quad [s] \quad (7.16)$$

Anexo II. Código *MATLAB*[®] empleado para el cálculo del tiempo de vida de la gota.

```

%calculo diametro
format long
clear all
clc
%condiciones del caso
ta=25;
hr=0.75;
diam=200; %en micras

%propiedades fluido
gamma=67;
tw=21.646
pa=610.7*hr*10^(7.5*ta/(273.15+ta)); %presion de vapor en el ambiente
pw=610.7*10^(7.5*tw/(273.15+tw)); %presion de vapor alrededor de la gota
ap=pw-pa;
at=ap/gamma; %at=t-tw, donde t=temp ambiente, tw=temp de bulbo húmedo

%calculo de q
rhoaw=1000-0.00653*(tw-3.98)^2;
rhoaw=1.2929*273.15*(101325-0.3783*pw)/(101325*(273.15+tw));
rhoa=1.2929*273.15*(101325-0.3783*pa)/(101325*(273.15+ta));
mua=(17.1+0.067*ta-0.0004*ta^2)*0.000001;
muw=(17.1+0.067*tw-0.0004*tw^2)*0.000001;
cdif=0.0000212*(1+0.0071*tw);
b=0.276*(rhoaw/(muw*cdif^2))^(1/6);
q1=b*64.65*0.000001/(1-b*0.001117);
q0=2*4*0.018*67*cdif*(1-b*0.001117)/(rhoaw*8.3144*(tw+273.15))*1000000000000;

%lifetime
lftm=2*(q1*diam-log(1+q1*diam))/(q1*q1*q0*at)

```

Anexo III. Código *MATLAB*[®] empleado para el cálculo del área máxima de influencia de las gotas.

```

format long
clear all
clc

%Loading data from Python (.txt)
%La matriz tendrá las siguientes columnas en el mismo orden:
%[Id//time//diam0//force//Xpos//Ypos//Zpos/tempP//diamf]; info.force:gasto
A=load('Deposicion.txt');

total=A;
nfilas=size(total,1);
distancia=zeros(nfilas,1);
depo=distancia;
acumulado=0;

%cálculo de la deposición y de la distancia
for (i=1:nfilas)
    distancia(i,1)=sqrt((total(i,5)^2)+(total(i,6)^2));
    depo(i,1)= total(i,4)*(total(i,9)/total(i,3))^3;
end

ndist=300;
dx=10;
dy=40;
rangos=zeros(ndist,2);

%ordenamos la matriz de menor a mayor distancia y vamos acumulando la deposición
%hasta llegar al 99% de la total
for(i=1:ndist)
    distMin=(i-1)*dx;
    distMax=distMin+dx;
    rangos(i,1)=0.5*(distMin+distMax);
    for (j=1:nfilas)
        if (distancia(j,1)<distMax && distancia(j,1)>distMin && total(j,6)<dy &&
            total(j,6)>-dy)
            rangos(i,2)+=depo(j,1)/(2*dy*dx);
        end
    end
end

sumaTdepo=sum(depo);

```

```
total2=[total,distancia,depo];
total2ordenada=sortrows(total2,10);
i=1;

% sacamos distancia máxima de influencia y deposición total
while (acumulado<0.999*sumaTdepo)
    acumulado=acumulado+total2ordenada(i,11);
    i=i+1;
end
distanciaAfectada=total2ordenada(i,10);

% filtrado y guardado de archivos para su uso en gnuPLOT.
FiltradoMM=zeros(size(rangos,1),2);
FiltradoMM(:,1)=rangos(:,1);
nf=5;
for i=(nf+1):size(FiltradoMM,1)-(nf+1)
    FiltradoMM(i,2)=mean(rangos(i-5:i+5,2));
end

save('line.mat','FiltradoMM');

semilogy(FiltradoMM(:,1),1e6*FiltradoMM(:,2));
```

BIBLIOGRAFÍA

Autores y artículos referentes a la bacteria *Legionella*:

FERNÁNDEZ, J. A. et al. (2002). *Clinical study of an outbreak of legionnaire's disease in Alcoy, Southeastern Spain*, Eur. J. Clin. Microbiol. Infect. Dis. 21 (2002) 729–735.

NAVARRO et al. (2001). *Update of the outbreak of legionnaires' disease in Murcia Spain*, Eurosurveill. Week. 5 (21).

ISOZUMI, R. et al. (2005). *An outbreak of Legionella pneumonia originating from a cooling tower*, Scand. J. Infectious Dis. 37 (10) 709– 711.

HARTLEY Y GRAHAM-BRYCE (1980). *Physical principles of pesticide behaviour: The dynamics of applied pesticides in the local environment in relation to biological response*.

Autores y artículos relacionados con la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD):

MORSI, S. and ALEXANDER, A. (1972). *An investigation of particle trajectory in two-phase flow systems*, J. Fluid Mech. 55 (2) 193–208.

VERSTEEG-MALALASEKERA (2007). *An introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*.

MERONEY, R. N. (2006). *CFD prediction of cooling tower drift*. J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 94, 463–490.

MERONEY, R. N. (2008). *Protocol for CFD prediction of cooling tower drift in an urban environment*. J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 96, 1789–1804.

Otros:

SÁNCHEZ, F., KAISER, A. S., ZAMORA, B., RUÍZ, J. and LUCAS, M. (2015). *Prediction of the lifetime of droplets emitted from mechanical cooling towers by numerical investigation*. International Journal of Heat and Mass Transfer. 89(2015) 1190-1206.

LUCAS, M. et al. (2010). *On the influence of psychrometric ambient conditions on cooling tower drift deposition*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 53, 594–604.

VIEDMA, A. *Mecánica de Fluidos Aplicada*. Universidad Politécnica de Cartagena.

OTÓN MARTÍNEZ, R. A. (2010). *Modelo numérico de la capa límite atmosférica en entornos urbanos de grandes dimensiones*. Proyecto Fin de Carrera, Universidad Politécnica de Cartagena.

HOLTERMAN, H. J. (2003). *Kinetics and evaporation of water drops in air*, IMAG, Wageningen, pp. 1–67.

CONSUEGRO MOLINA, A. J. (2010). *Modelización numérica y validación experimental de la deposición de gotas de agua de una torre de refrigeración de tiro mecánico en un entorno urbano*. Proyecto Fin de Carrera, Universidad Politécnica de Cartagena.

CONSUEGRO MOLINA, A. J. (2012). *Estudio de homogeneidad de la capa límite atmosférica y su aplicación a la modelización numérica del arrastre y deposición de gotas de agua procedentes de una torre de refrigeración de tiro forzado*. Trabajo Fin de Periodo Formativo de Doctorado, Universidad Politécnica de Cartagena.

CONSUEGRO MOLINA, A. J., KAISER, A. S., ZAMORA, B., SÁNCHEZ, F., LUCAS, M., HERNÁNDEZ, M. (2014). *Numerical modeling of the drift and deposition of droplets emitted by mechanical cooling towers on buildings and its experimental validation*, *Build. Environ.* 78 (2014) 53–67.

POLICASTRO, A. J., et al. (1978). *Comparison of ten drift deposition models to field data acquired in the Chalk Point dry tracer experiment*. Symposium on Environmental Effects of Cooling Tower Plumes, University of Maryland.

POLICASTRO, A. J. et al. (1981). *Studies on Mathematical Models for Characterizing Plume and drift Behavior from Cooling Towers, vol. 3: Mathematical Model for Single- Source (Single-Tower) Cooling Tower Drift Dispersion*, CS-1683, vol. 3, Research Project 906-2, Argonne National Laboratory, prepared for Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA.

POLICASTRO, A. J. et al. (1978). *The chalk point dye tracer study: validation of models and analysis of field data*, in S.S. Lee, S. Sengupta (Eds.), *Proceedings of Second Conference on Waste Heat Management and Utilization*, Miami Beach, Florida, December 4–6 1978, pp. 686–719.

JOHNS HOPKINS UNIV. and Laurel, Md. Applied Physics Lab (1977). *Chalk Point Cooling Tower Project, vol. 3, Cooling Tower Drift Dye Tracer Experiment Surface Weather and Ambient Atmospheric Profile Data*, June 16 and 17, 1977, Final rept. 1 Jul 76–30 Jun 77.

KENNEDY, J. F. and FORDYCE, H. (1974). *Plume recirculation and interference in mechanical draft cooling towers*, *Cooling Tower Environment-1974, Symposium at University of Maryland* 4–6 March 1974, PPSP CPCTP-22, WRRRC Special Report No. 9, 1974.