

Trabajo Fin de Máster  
Máster oficial en Sistemas de Energía Térmica

Utilización de boquillas pulverizadoras para  
enfriamiento evaporativo en sistemas de disipación  
nocturna

Autor: Gracia Cubillano Bejarano

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019





Trabajo Fin de Máster  
Máster oficial en Sistemas de Energía Térmica

# **Utilización de boquillas pulverizadoras para enfriamiento evaporativo en sistemas de disipación nocturna**

Autor:

Gracia Cubillano Bejarano

Tutor:

Sevando Álvarez Domínguez

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Máster: *Utilización de boquillas pulverizadoras para enfriamiento evaporativo en sistemas de disipación nocturna*

*Autor: Gracia Cubillano Bejarano*

*Tutor: Servando Álvarez Domínguez*

*El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:*

*Presidente:*

*Vocales:*

**Secretario:**

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal



*A mi familia, amigos y maestros*





# Agradecimientos

---

*La gratitud se da cuando la memoria se almacena en el corazón y no en la mente.*

*- Lionel Hampton-*

A todos los maestros y profesores que han formado parte de este camino. Especialmente en el desarrollo de este trabajo fin de master me gustaría agradecer a mi tutor, Servando Álvarez, por ofrecerme este proyecto, así como la oportunidad de aprender de un gran grupo de profesionales, como son los encargados de llevar a cabo el proyecto Cartuja Qanat. Dentro de este grupo a M<sup>a</sup> del Carmen Pavón, sin cuya ayuda habría sido imposible sacar el proyecto adelante, y sin olvidarme de José Sánchez y M<sup>a</sup> del Carmen Guerrero. Gracias a todo este grupo por estar siempre disponible para echar una mano ante cualquier duda o complicación.

Así mismo, me gustaría brindar un especial agradecimiento a mis padres, mi hermana y el resto de mi familia, gracias a los cuales llevo grabado desde muy pequeña que el esfuerzo y la constancia, junto con el sentido de la responsabilidad, son las bases del éxito. Estos principios son los que me han dado fuerza para aguantar y conseguir finalizar el proyecto a tiempo.

Por último, acordarme de mis amigos, por su apoyo incondicional, sus consejos en malos momentos y su predisposición para ayudar ante cualquier contratiempo. No puedo sentirme más afortunada y agradecida de haber encontrado por el camino a personas tan buenas como vosotros, que ya forman parte de mi vida y de mi familia.

*Gracia Cubillano Bejarano*

*Sevilla, 2019*



# Resumen

---

El objetivo principal del proyecto consiste en comprobar la eficiencia del uso de boquillas pulverizadoras en soluciones de disipación nocturna mediante enfriamiento evaporativo. Para ello, se han analizado en detalle este tipo de boquillas para finalmente aplicar los resultados obtenidos a una serie de meses que constituyen el verano de 2018.

El presente trabajo se inicia con una breve introducción, en la que se evidencia la necesidad de este tipo de soluciones y se expone el tipo de sistema dentro del cual se llevará a cabo el enfriamiento evaporativo por parte de las boquillas, enmarcado dentro del proyecto Cartuja Qanat. En el segundo capítulo, se define el modelo matemático que rige el comportamiento de una única gota aislada en el programa EES, cuyos resultados son comparados con los resultados obtenidos del programa de simulación FLUENT en el capítulo 3. Los capítulos cuarto y quinto, tienen como objetivos, el primero de ellos terminar de calibrar el modelo implementado en EES a través de la comparativa con los resultados de FLUENT, y el segundo corroborar la adecuación del modelo al sistema mediante un análisis de sensibilidad. A continuación, en el capítulo 6, se define una fórmula a través de los resultados obtenidos del modelo calibrado de EES, que define la eficiencia de las boquillas y la misma es utilizada para simular el comportamiento global del sistema en el que están integradas las boquillas, aplicándolo a los cuatro meses correspondientes al verano de 2018 en el capítulo 7.

Por último, en el capítulo 8 se ha diseñado, en el mismo programa de EES, una pequeña aplicación la cual, a partir de los datos correspondientes a una boquilla, devuelve al usuario datos de interés de la misma, como puede ser su eficiencia de enfriamiento o el volumen de agua evaporada. Se cierra el proyecto con un último capítulo en el que se recogen las conclusiones más importantes sacadas del mismo.

Cabe destacar la aplicabilidad de los resultados obtenidos, la utilidad de la aplicación al verano de 2018, a partir del cual se puede contar con una previsión de resultados previos a la instalación del sistema, así como el minucioso análisis realizado sobre el funcionamiento de las boquillas, que permite conocer en detalle un elemento esencial dentro del enfriamiento evaporativo, cada vez más presente en el ámbito de la climatización.



<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Índice</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xv</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xvii</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Problema y situación actual	1
1.2 Proyecto Cartuja Qanat	2
1.3 Enfriamiento evaporativo	5
1.4 Estanques de disipación	6
1.5 Atomizadores y tipos	7
1.6 Objetivos del proyecto	8
<b>2 Modelado de una Gota Aislada</b>	<b>9</b>
2.1 Análisis cualitativo de la gota aislada	9
2.2 Modelo matemático	10
2.2.1 Ecuación de cantidad de movimiento	11
2.2.2 Ecuación de conservación de la masa	13
2.2.3 Ecuación de balance de energía	14
2.2.4 Resumen de las ecuaciones diferenciales	15
2.3 Variables objeto de análisis	16
2.3.1 Factor de fricción de Darcy (f)	16
2.3.2 Coeficiente global de transferencia de masa ( $K_y$ )	17
2.3.3 Difusividad másica ( $D_{AB}$ )	18
2.3.4 Coeficiente de película (h)	19
2.3.5 Resumen de las expresiones finales	21
<b>3 Comparación de resultados FLUENT y EES</b>	<b>23</b>
3.1 Introducción a FLUENT	23
3.1.1 Creación de gotas en FLUENT	24
3.2 Cantidad de movimiento	26
3.3 Transferencia de energía	31
3.4 Transferencia de masa, comparación global	33
<b>4 Calibración Detallada del Modelo de EES</b>	<b>39</b>
4.1 Ajuste de la difusividad másica ( $D_{AB}$ )	39
4.2 Ajuste del coeficiente global de transferencia de masa ( $K_y$ )	40
4.3 Análisis de resultados	40
4.3.1 Lanzamiento hacia arriba de la gota	41
4.3.2 Impulsión hacia debajo de la gota	44
<b>5 Análisis de Sensibilidad</b>	<b>53</b>
5.1 Temperatura del aire ( $T_a$ )	55
5.2 Humedad absoluta en el ambiente ( $Y_{ai}$ ).	56

5.3	<i>Temperatura inicial a la que son lanzadas las gotas (<math>T_i</math>).</i>	56
5.4	<i>Radio inicial de la gota (<math>r_i</math>).</i>	57
5.5	<i>Altura a la que se dispone la boquilla (<math>H</math>).</i>	58
5.6	<i>Comprobación del análisis mediante estimación lineal.</i>	59
<b>6</b>	<b>Definición de la Eficiencia</b>	<b>63</b>
6.1	<i>Fórmula eficiencia ideal.</i>	63
6.1.1	<i>Eficiencia ideal monodispersa.</i>	63
6.1.2	<i>Eficiencia ideal polidispersa.</i>	70
6.2	<i>Relación eficiencia ideal y real</i>	78
6.2.1	<i>Experimento para el cálculo de la eficiencia real de la boquilla</i>	78
<b>7</b>	<b>Aplicación Período Estival</b>	<b>81</b>
7.1	<i>Funcionamiento en situación ideal</i>	81
7.2	<i>Funcionamiento en situación real</i>	87
<b>8</b>	<b>Diseño de Aplicación para Usuario</b>	<b>99</b>
8.1	<i>Datos de entrada</i>	99
8.2	<i>Datos de salida</i>	102
8.3	<i>Cálculos adicionales</i>	103
8.4	<i>Imagen y funcionamiento final de la aplicación</i>	104
<b>9</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>107</b>
	<b>Anexos</b>	<b>109</b>
	<b>Referencias</b>	<b>111</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Valores experimentales de $D_{AB}$ para diferentes temperaturas	18
Tabla 3-1. Combinaciones posibles de variables y resultados obtenidos	33
Tabla 4-1. Combinaciones para $T_i = 23\text{ }^\circ\text{C}$	41
Tabla 4-2. Combinaciones para $T_i = 24\text{ }^\circ\text{C}$	42
Tabla 4-3. Combinaciones para $T_i = 26\text{ }^\circ\text{C}$	43
Tabla 4-4. Combinaciones para $d_i = 0.3\text{ mm}$ y $T_i = 23\text{ }^\circ\text{C}$	45
Tabla 4-5. Combinaciones para $d_i = 0,3\text{ mm}$ y $T_i = 24\text{ }^\circ\text{C}$	46
Tabla 4-6. Combinaciones para $d_i = 0,3\text{ mm}$ y $T_i = 26\text{ }^\circ\text{C}$	47
Tabla 4-7. Combinaciones para $d_i = 0,6\text{ mm}$ y $T_i = 23\text{ }^\circ\text{C}$	48
Tabla 4-8. Combinaciones para $d_i = 0,6\text{ mm}$ y $T_i = 24\text{ }^\circ\text{C}$	49
Tabla 4-9. Combinaciones para $d_i = 0,6\text{ mm}$ y $T_i = 26\text{ }^\circ\text{C}$	50
Tabla 5-1. Influencia de $T_a$ en la $\eta_{\text{boquilla}}$	55
Tabla 5-2. Influencia de $Y_{ai}$ en la $\eta_{\text{boquilla}}$	56
Tabla 5-3. Influencia de $T_i$ en la $\eta_{\text{boquilla}}$	57
Tabla 5-4. Influencia de $r_i$ en la $\eta_{\text{boquilla}}$	58
Tabla 5-5. Influencia de $H$ en la $\eta_{\text{boquilla}}$	59
Tabla 5-6. Coeficientes obrtenidos de la estimación lineal	60
Tabla 5-7. $\eta_{\text{boquilla}}$ y $\eta_{e.l.}$ para cada caso	61
Tabla 6-1. Combinaciones posibles para el cálculo de “a”	67
Tabla 6-2. Datos de cada una de las boquillas	71
Tabla 6-3. Eficiencia para cada uno de los tramos	73
Tabla 6-4. Combinaciones y resultados análisis sensibilidad	75
Tabla 7-1. Horas de funcionamiento de las boquillas, $T_{\text{ag.dep}}$ media y final de cada semana en los meses de Junio y Julio de 2018, caso ideal	86
Tabla 7-2. Horas de funcionamiento de las boquillas, $T_{\text{ag.dep}}$ media y final de cada semana en los meses de Agosto y Septiembre de 2018, caso ideal	86
Tabla 7-3. Horas de funcionamiento de las boquillas, $T_{\text{ag.dep}}$ media y final de cada semana en los meses de Junio y Julio de 2018, caso real	94
Tabla 7-4. Horas de funcionamiento de las boquillas, $T_{\text{ag.dep}}$ media y final de cada semana en los meses de Agosto y Septiembre de 2018, caso real	94
Tabla 8-1. Datos de entrada	101

---



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1-1. Acueducto romano de los Milagros, en Mérida [2].	1
Figura 1-2. Propuesta de diseño de la calle Marie Curie.	3
Figura 1-3. Disposición de elementos subterráneos del proyecto.	4
Figura 1-4. Disposición del aire y el agua en el Qanat.	4
Figura 1-5. Proceso de enfriamiento evaporativo [6].	5
Figura 1-6. Sistema de enfriamiento híbrido evaporativo-radiante.	6
Figura 1-7. Atomizador con spray generado [15].	7
Figura 2-1. Transferencia másica y energética en una gota aislada [16].	10
Figura 2-2. Representación gráfica diferentes correlaciones de Nu.	20
Figura 2-3. Representación gráfica de correlaciones de Nu en rango adecuado de Re.	20
Figura 3-1. Imagen de inyector de tipo grupal en FLUENT.	24
Figura 3-2. Imagen de FLUENT, análisis de transitorios de un jet con distribución de Rossin Ramler Log.	25
Figura 3-3. Imagen de FLUENT, análisis de transitorios de un jet de inyector simple.	25
Figura 3-4. Imágenes de análisis proporcionado por el programa FLUENT.	26
Figura 3-5. Evolución de la velocidad obtenida mediante EES.	26
Figura 3-6. Evolución de la velocidad obtenida mediante FLUENT.	27
Figura 3-7. Evolución de las velocidades obtenidas mediante EES y FLUENT.	28
Figura 3-8. Evolución de las velocidades obtenidas mediante EES y FLUENT sin considerar transferencia de masa.	29
Figura 3-9. Evolución de la velocidad obtenida simulando un tiro parabólico.	30
Figura 3-10. Evolución de la velocidad obtenida mediante tiro parabólico y mediante FLUENT tomando diferentes diámetros de gota.	30
Figura 3-11. Evolución de la posición obtenida mediante tiro parabólico y mediante FLUENT tomando diferentes diámetros de gota.	31
Figura 3-12. Evolución de la temperatura obtenida mediante EES.	32
Figura 3-13. Evolución de las temperaturas obtenidas mediante EES y FLUENT.	32
Figura 3-14. Evolución de las temperaturas obtenidas mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.	34
Figura 3-15. Evolución del diámetro obtenido mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.	35
Figura 3-16. Evolución de la masa obtenida mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.	36
Figura 3-17. Evolución del diámetro obtenido mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.	36
Figura 4-1. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable y $T_i = 23$ °C.	42
Figura 4-2. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable y $T_i =$	

24 °C.	43
Figura 4-3. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable y $T_i = 26$ °C.	44
Figura 4-4. Fracción volumétrica de cada diámetro en la boquilla tratada.	44
Figura 4-5. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable, $d_i = 0,3$ mm y $T_i = 23$ °C.	45
Figura 4-6. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable, $d_i = 0,3$ mm y $T_i = 24$ °C.	46
Figura 4-7. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable, $d_i = 0,3$ mm y $T_i = 26$ °C.	47
Figura 4-8. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable, $d_i = 0,6$ mm y $T_i = 23$ °C.	49
Figura 4-9. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable, $d_i = 0,6$ mm y $T_i = 24$ °C.	50
Figura 4-10. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con $K_y$ constante y variable, $d_i = 0,6$ mm y $T_i = 26$ °C.	51
Figura 5-1. Disposición de la boquilla simulada.	54
Figura 5-2. Variación de $\eta_{boquilla}$ con $T_a$ .	55
Figura 5-3. Variación de $\eta_{boquilla}$ con $Y_{ai}$ .	56
Figura 5-4. Variación de $\eta_{boquilla}$ con $T_i$ .	57
Figura 5-5. Variación de $\eta_{boquilla}$ con $r_i$ .	58
Figura 5-6. Variación de $\eta_{boquilla}$ con $H$ .	59
Figura 5-7. Comparación eficiencias EES y Estimación Lineal.	62
Figura 6-1. Análisis de la posición de $H$ en la fórmula de la eficiencia.	65
Figura 6-2. Comparación de eficiencias obtenidas con cada fórmula y con el EES.	69
Figura 6-3. Comparación de eficiencias obtenidas con las fórmulas 1 y 2 y con el EES para 60 casos posibles.	70
Figura 6-4. Comparación de eficiencias obtenidas con EES y fórmula deducida de análisis.	76
Figura 6-5. Comparación de eficiencias obtenidas con EES y fórmula deducida de análisis durante dos días de verano.	77
Figura 6-6. Comparación de eficiencias obtenidas de dos días del verano de 2018.	78
Figura 6-7. Disposición de las boquillas en el experimento para obtener $\eta_{real}$ .	79
Figura 7-1. Evolución de $T_{ag,dep}$ durante el verano de 2018 en condiciones ideales.	83
Figura 7-2. Evolución de $T_{ag,dep}$ durante la 1ª semana de los meses del verano de 2018 estudiados en condiciones ideales.	84
Figura 7-3. Evolución de $T_{ag,dep}$ durante la semana número 15 de los meses del verano de 2018 estudiados en condiciones ideales.	85
Figura 7-4. Funcionamiento de las boquillas frente a $T_{ag,dep}$ media y final de cada semana, caso ideal.	87
Figura 7-5. Disposición de conductos de aire enterrados por debajo del Qanat.	88
Figura 7-6. Evolución de $T_{ag,dep}$ durante el verano de 2018 en condiciones reales.	91
Figura 7-7. Evolución de $T_{ag,dep}$ durante la semana número 13 de los meses del verano de 2018 estudiados en condiciones reales.	92
Figura 7-8. Evolución de $T_{ag,dep}$ durante la semana número 17 de los meses del verano de 2018 estudiados en	

condiciones reales.	92
Figura 7-9. Comparación horas de funcionamiento de las boquillas en sistema ideal y real.	93
Figura 7-10. Funcionamiento de las boquillas frente a $T_{ag,dep}$ media y final de cada semana, caso real.	95
Figura 7-11. Funcionamiento de ambos subsistemas durante los 4 meses del verano de 2018, caso real.	96
Figura 7-12. $T_{ag,dep}$ media para cada semana y en cada una de las situaciones objeto de estudio, ideal y real.	96
Figura 8-1. Esquema orientativo para selección del ángulo con el que se dispone la boquilla.	101
Figura 8-2. Diseño de pantalla principal para la aplicación.	105



# 1 INTRODUCCIÓN

---

*Si respetas la importancia de tu trabajo, éste,  
probablemente, te devolverá el favor.*

*- Mark Twain-*

La abundante cantidad de agua con la que contamos en el planeta tierra ha propiciado su uso en una de las aplicaciones que más atrae la atención de la población a día de hoy, la refrigeración. El empleo de este recurso en sistemas de refrigeración no es algo actual, sino que ya en la época de los romanos se daba para la refrigeración de infraestructuras [1]. Este pueblo empleaba por ejemplo, los acueductos como el que se puede ver en la Figura 1-1, a través de los cuales se transportaba el agua, para regar las paredes de las casas más pudientes de Roma y conservarlas a temperaturas moderadas durante el verano.



Figura 1-1. Acueducto romano de los Milagros, en Mérida [2].

No obstante, el aumento de las necesidades de enfriamiento con las que contamos hoy en día es uno de los grandes motivos que han llevado al desarrollo del presente proyecto. Cabe destacar, que el proyecto se centra en la refrigeración de grandes espacios abiertos o poco confinados.

## 1.1 Problema y situación actual

A raíz del importante y rápido crecimiento del cambio climático, que tanto nos preocupa a día de hoy, así como el aumento de la concienciación sobre la seguridad energética o la reducción en el consumo de energía, surge el Objetivo 20/20/20. Tal y como explica E. Bono [3], se trata de un compromiso pactado y firmado entre los Estados miembros de la Unión Europea para alcanzar una mayor eficiencia energética mediante la

imposición de tres objetivos, o compromisos, a alcanzar antes del año 2020.

Estos tres compromisos son los siguientes:

- Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en un 20% con respecto a las cifras de 1990.
- Ahorrar el 20% del consumo de energía, de igual forma, con respecto al consumo de 1990, mediante una mayor eficiencia energética.
- Promover las energías renovables hasta alcanzar el 20% del consumo total de energía primaria.

Es en el segundo de estos propósitos donde se encuadra el problema de optimización seleccionado.

Uno de los mayores consumos de energía por parte de los ciudadanos procede de la utilización de esta como fuente para la producción de frío o de calor, refrigeración y calefacción, respectivamente. Si bien es verdad que los actuales aparatos implementados en las viviendas y edificios terciarios para tal fin consumen mucha menos cantidad de energía de la que consumían años atrás gracias, por ejemplo, a los sistemas de control inteligente, el empleo de energía para este fin sigue siendo muy elevado.

Otro de los grandes problemas actuales debido al citado cambio climático se encuentra en las altas temperaturas registradas en zonas pertenecientes a climas cálidos, como puede ser el claro ejemplo de Sevilla. Las condiciones meteorológicas alcanzadas en esta ciudad, así como en el resto de la Comunidad Autónoma, durante los meses de verano en los últimos años, han tenido consecuencias devastadoras sobre el desarrollo de la misma, entre las que se encuentran las citadas por el Portal Andaluz del Cambio Climático [4].

Soportar tales temperaturas en la calle se ha hecho, en los últimos tiempos algo realmente imposible. De este problema surge el proyecto Cartuja Qanat, dentro del cual se enmarca el trabajo objeto de estudio.

## 1.2 Proyecto Cartuja Qanat

Como bien es sabido, Sevilla, con más de 680.000 habitantes, es la ciudad más grande del sur de España y supone un centro del desarrollo cultural, industrial, turístico y político. Sin embargo, cuenta con un importante problema, como es la influencia que el cambio climático tiene sobre la calidad de vida, el desarrollo económico y el bienestar de la ciudad.

Las temperaturas con las que cuenta esta ciudad en los meses de verano sobrepasan los 40 °C, a lo que se suman las predicciones que estiman un incremento en 4.5 °C de las mismas, así como un descenso de un 20 % en cuanto a las lluvias.

Con el objetivo de combatir los efectos perjudiciales que, sobre la salud, el desarrollo económico o el plano urbanístico, puedan tener estas condiciones ambientales, aparece Cartuja Qanat.

El proyecto Cartuja Qanat consiste en el desarrollo de un nuevo modelo urbanístico en el que se introducen ciertas soluciones tecnológicas innovadoras destinadas a adaptar a la ciudad a las nuevas condiciones derivadas del cambio climático. Dentro de estas soluciones, el agua juega un papel fundamental, ya que puede ser considerada como un vehículo bioclimático que condiciona los espacios interiores de una manera sustancial.

La definición principal del proyecto sería una operación de regeneración del modelo urbanístico, en la que se integran un conjunto de elementos y acciones, cuyo diseño se ha dirigido a mitigar las consecuencias del cambio climático.

Sevilla fue un punto de referencia en la arquitectura bioclimática y de control de la temperatura durante la Expo del 92, en la cual la Isla de la Cartuja supuso un gran escaparate para una amplia variedad de soluciones de innovación tecnológica.

Hoy en día, investigadores de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla, junto con Emasesa y el Ayuntamiento de Sevilla, tratan de recuperar, mediante el proyecto Cartuja Qanat, el espíritu presente en los modelos de acondicionamiento climático expuestos durante el pasado evento. Añadiendo, como es lógico, nuevos materiales, tecnologías y herramientas de diseño con las que se cuenta en la actualidad y que no se habían desarrollado aún por aquel entonces.

El proyecto tiene como centro de sus actividades la calle Tomás Alba Edison. En esta calle se pretende la construcción de un nuevo espacio urbano que recoja las nuevas tecnologías permitiendo el desarrollo de la vida pública de la misma gracias al mantenimiento de las condiciones de confort en todos los espacios abiertos, incluso durante los meses más calurosos del año.

El diseño propuesto para esta calle es el que se muestra en la Figura 1-2.



Figura 1-2. Propuesta de diseño de la calle Marie Curie.

El ecosistema creado en la calle Tomás Alba Edison constará de las siguientes instalaciones:

1. Instalaciones refrescantes (Qanat bioclimático). Estructura en la que se combinan agua y tuberías de aire, las cuales operan conjuntamente para alcanzar la máxima eficiencia de enfriamiento. Dicha estructura se asemejaría a una acequia construida en el subsuelo, la cual se dispone para el propio proyecto.
2. Anfiteatro bioclimático. Esta estructura pretende dar solución a las condiciones de espacios abiertos de alta ocupación mediante la integración de corrientes de aire y barreras mojadas, el control solar a través de soluciones innovadoras y de geometría variable, así como la reducción de la temperatura de la superficie con la implementación de técnicas de enfriamiento da aire, vegetación y pavimentos fríos.
3. Galería subterránea (zoco). Se trata de un recinto diseñado para asegurar las condiciones de confort y la calidad atractiva del aire dentro de un área con alta densidad de ocupación. Este área estará limitada por depresión, por técnicas de control solar, así como por bajas temperaturas superficiales en los alrededores (mediante terreno y pavimentos fríos) y reducción de la temperatura del aire con frío que se extrae del Qanat.

La disposición de los diferentes elementos que integran el sistema y que se encuentran bajo suelo es la que se puede ver en la Figura 1-3.



Figura 1-3. Disposición de elementos subterráneos del proyecto.

Como puede deducirse de las imágenes expuestas, el objetivo que busca este proyecto consiste principalmente en aprovechar el agua disponible en el subsuelo para generar novedosos microclimas urbanos que permitan hacer frente a las consecuencias derivadas del cambio climático [5].

El proceso se repetirá día a día. Comienza durante las horas nocturnas mediante la extracción de las mencionadas aguas subterráneas. De esta manera, se aprovecha la baja temperatura a la que se encuentran bajo tierra y es posible su uso como agente de refrigeración.

De este punto, el agua pasa a la siguiente etapa, que es el almacenamiento en el Qanat. Almacenada el agua en esta construcción, se hace pasar una corriente de aire sobre ella, de tal manera que al ponerse en contacto ambos fluidos, la temperatura de este último se ve reducida. Esta disposición del aire y el agua en el Qanat se muestra en la Figura 1-4.

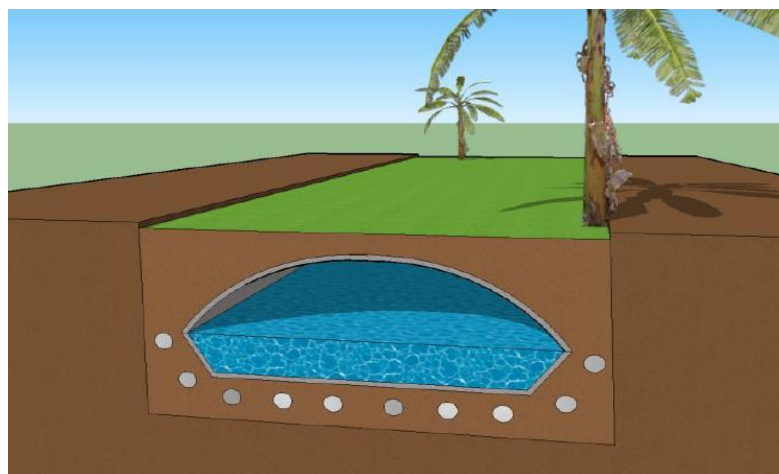


Figura 1-4. Disposición del aire y el agua en el Qanat.

Una vez sale el sol, y por tanto se elevan las temperaturas (con respecto a las que se tenían durante la noche), el aire almacenado en el Qanat, el cual ha visto reducida su temperatura, se devuelve a la superficie, suavizando entonces las temperaturas del entorno que se ha habilitado en la calle.

Otro tipo de estructuras, como pueden ser fuentes u otras estructuras hidráulicas, se diseñan en la misma calle de forma paralela al Qanat, para utilizar el agua subterránea que se extrae en la superficie. Este tipo de estructuras usará directamente el agua subterránea para refrescar el ambiente en la calle, reduciendo las



temperaturas allí presentes durante las horas de más intenso calor.

Dentro de este proyecto de Cartuja Qanat se enmarca el trabajo desarrollado en las páginas que siguen. Concretamente, en las posteriores líneas se realizará un análisis exhaustivo de una parte que cobra especial importancia dentro del proyecto, el enfriamiento evaporativo conseguido con las gotas de agua subterránea impulsadas a la calle en las diferentes estructuras, así como el estudio de las piezas encargadas de la impulsión de las mismas, las boquillas.

### 1.3 Enfriamiento evaporativo

El enfriamiento evaporativo es una técnica que emplea el agua como refrigerante, debido a la demostrada eficacia de este medio a la hora de transmitir a la atmósfera el calor excedente, como explica M. Lamúa [6].

Durante la refrigeración de un determinado fluido, los sistemas que funcionan mediante enfriamiento evaporativo liberan el calor al ambiente a través del mecanismo de evaporación del agua, de donde proviene su nombre. El esquema de este proceso puede verse gráficamente en la siguiente imagen.

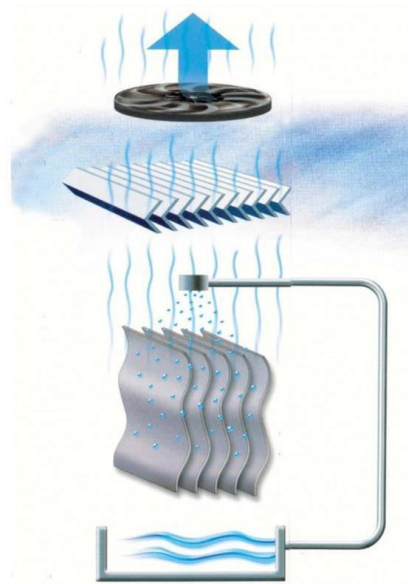


Figura 1-5. Proceso de enfriamiento evaporativo [6].

Este proceso es el que tiene lugar en los diferentes sistemas que se van a disponer en la calle Marie Curie gracias al proyecto Cartuja Qanat, en los cuales se impulsará agua procedente del subsuelo a la superficie, tal y como se explicó en el apartado anterior.

Diversos estudios han sido analizados en los cuales se trata, de alguna manera u otra, el enfriamiento evaporativo con diferentes objetivos.

W. He y col. [7], propone una mejora sobre el modelo estándar de enfriamiento evaporativo que consiste en la instalación de un sistema que pretrate el aire a la entrada del proceso, buscando reducir la humedad del mismo. Este sistema consiste en una deshumidificación de carrete motorizado, la cual se comprueba consigue un mayor efecto del enfriamiento evaporativo del sistema. Las conclusiones sacadas por W. He y col. dejan abierta la puerta a una mayor penetración de este tipo de sistemas de refrigeración en el ámbito residencial.

U. Berardi y col.[8], analizaron el efecto de añadir un sistema de enfriamiento evaporativo-radiante, tal y como el que se muestra en la Figura 1-6, junto con un intercambiador agua-aire, en aquellos edificios en los que se dispone de techos verdes (“green roofs”). El objetivo de la adición de estos dos sistemas a los techos verdes se encuentra en la búsqueda de mejoras que resuelvan la dependencia que tienen estos últimos con el clima y las cargas internas del edificio.



Figura 1-6. Sistema de enfriamiento híbrido evaporativo-radiante.

Dentro del novedoso sistema propuesto por U. Berardi y col., el sistema de enfriamiento evaporativo-radiante tiene como misión reducir la temperatura del agua presente en el estanque en el que se produce el intercambio de calor agua-aire. Los resultados obtenidos del experimento, llevado a cabo en el sur de California, muestran los prometedores beneficios obtenidos tanto del sistema de enfriamiento, como del intercambiador aire-agua.

Otro de los estudios analizados, directamente relacionado con el anterior, es el realizado por D. Kang y R. Strand [9]. Estos autores estudian la influencia de las condiciones del aire de suministro sobre un sistema de enfriamiento por evaporación pasiva de una corriente descendente. Para ello, se simuló el sistema de enfriamiento en dos climas distintos, uno cálido y seco, y el otro cálido y moderado (con mayor cantidad de humedad). Los resultados obtenidos de este análisis fueron el correcto comportamiento del sistema en ambos climas, de lo cual se dedujo que resultaba realmente eficiente su uso en cualquier tipo de ambiente.

Por último, A. Heidari y col. [10], tenían un claro objetivo, reducir la gran cantidad de agua que emplean los sistemas de enfriamiento evaporativo. Buscando así solución a uno de los grandes problemas a los que debía hacer frente este tipo de sistemas, el gran consumo de agua.

En el citado artículo explican cómo, mediante la combinación de un sistema de enfriamiento evaporativo y una rueda de desecación, usaron la humedad del aire de escape como agua para el sistema de enfriamiento. Este mecanismo fue utilizado para la coproducción de agua y de refrigeración y se llevó a cabo la simulación del sistema en una población de Irán (clima cálido a la vez que húmedo), resultando una valoración positiva del uso de esta innovadora técnica.

La física que constituye el enfriamiento evaporativo, definida en las líneas anteriores, es empleada de una forma innovadora en el proyecto presente. En el caso que se trata en este proyecto, se pretende utilizar esta técnica con el objetivo de enfriar el agua, por lo tanto, no interesa en sí la evaporación de la misma, si no el enfriamiento que las gotas de agua puedan experimentar evaporándose la menor cantidad posible.

## 1.4 Estanques de disipación

Uno de los componentes clave del sistema de enfriamiento evaporativo es el estanque de disipación.

Sobre este elemento existen múltiples estudios y simulaciones experimentales, dedicadas a verificar o mejorar diversos aspectos relacionados con la estructura del mismo o con su disposición o eficiencia. Entre otros, se encuentran los que se comentan en este apartado.

J. M. Almodovar y P. La Roche [11], simularon dos configuraciones de estanques de disipación de techo diferentes, dispuestas ambas junto con un intercambiador de calor aire-agua.

La primera configuración consistía en un estanque de agua profunda, de 0.35 m, cubierto con un aislamiento flotante de poliestireno de 0.03 m de espesor y un sistema de rociado ubicado a 0.5 m por encima de él que

funciona durante la noche. La segunda, se trataba de un estanque cubierto con una placa de aluminio separada por un espacio de aire de 0.1 m sobre un estanque, en este caso, de 0.1 m de profundidad.

Se simuló ambas disposiciones en las mismas condiciones y se compararon además, con un techo aislado. Como resultado se obtuvo que el rendimiento de enfriamiento mejora en el caso de que se disponga el estanque de techo. Además, este rendimiento mejoraba con el funcionamiento continuo del sistema, y no únicamente durante la noche.

D. Pearlmutter y P. Berliner [12] trabajaron también sobre los estanques de techo. Estos autores optaron por una nueva configuración del estanque. Se trata de un sistema de estanque de techo “psicrométrico” para enfriamiento pasivo en regiones áridas, el cual se caracteriza por emplear una estructura de sombra elevada que permite el flujo libre de aire y maximiza la evaporación. Tras la simulación del sistema comentado, comprobaron su enorme potencial.

R. Tang y Y. Etzion [13] continuaron con la investigación sobre los estanques de disipación dispuestos en el techo. En este caso, el estanque de disipación contaba con la novedad de disponer de bolsas de yute flotando sobre el agua. El rendimiento de enfriamiento en cuanto a temperatura del aire exterior y flujo de calor a través del techo hacia el estanque, se comprobó ser mucho mayor que el rendimiento obtenido disponiendo únicamente de bolsas de yute humedecidas en el techo. La mejora al disponer del estanque se debe a la estratificación térmica que tiene lugar en el interior de este recipiente.

Por último, A. Spanaki y col. [14], analizaron el efecto de enfriamiento pasivo conseguido con un estanque ventilado protegido a través de una capa reflectante. Los estudios de este estanque se llevaron a cabo en Grecia.

## 1.5 Atomizadores y tipos

En el siguiente apartado se va a analizar una de las piezas del sistema directamente relacionada con los resultados buscados en el presente proyecto. Esta pieza es el atomizador, también denominado en las siguientes páginas indistintamente boquilla o surtidor.

El atomizador, es el elemento encargado de llevar a cabo la transformación de la masa de agua líquida en un conjunto de pequeñas partículas, con diferentes tamaños y masas. Este conjunto de partículas también es conocido con el nombre de spray. El atomizador, junto con el spray de agua puede verse en la Figura 1-7.



Figura 1-7. Atomizador con spray generado [15].

Como explica C. J. Esteban [16], la principal característica de los atomizadores es la gran velocidad relativa entre el líquido y el aire que le rodea. Según el método que emplee cada uno para conseguir esta elevada velocidad se puede establecer la siguiente clasificación:

1. Atomizadores de presión: Transforman la presión en energía cinética. Son muy empleados en laminas de agua y dentro de ellos destacan, en cuanto a uso se refiere, los atomizadores simplex y los duplex.
2. Atomizadores de rotación.

3. Atomizadores de doble fluido.
4. Atomizadores electrostáticos.
5. Atomizadores ultrasónicos.

Para que un atomizador pueda ser considerado ideal, debe de conseguir, para un amplio rango de velocidades de flujo, una buena atomización y respuesta rápida a los cambios de la velocidad.

## 1.6 Objetivos del proyecto

Los objetivos buscados en el presente proyecto se pueden resumir en los siguientes puntos:

- Se pretende la aplicación de la física que rige las técnicas de enfriamiento evaporativo en proyectos destinados a la climatización y acondicionamiento de grandes espacios abiertos o poco confinados. Se especifica la física porque el trabajo que a continuación se va a desarrollar introduce una gran novedad en este tipo de técnicas, como es el enfriamiento del propio agua con el fin de poder utilizarla posteriormente en el enfriamiento del aire.
- Haciendo uso de la física de este tipo de sistema se busca la creación de un prototipo que permita la caracterización de boquillas reales. De esta manera, se pretende implementar un código que, a partir de la introducción de una serie de datos, permita obtener la caracterización completa de la boquilla a través de una serie de valores de salida fundamentales.
- Como objetivo final y más importante del proyecto se van a aplicar todos los resultados obtenidos de los anteriores análisis a una situación real, el verano del año 2018. Mediante esta aplicación, se podrán analizar todos los efectos que presenta sobre el conjunto del sistema, el empleo de boquillas pulverizadoras con fines de refrigeración evaporativa.
- Por último, y gracias a la implementación del código, así como a través de datos proporcionados para el período estival del año 2018, se consigue caracterizar dos boquillas con las que se trabaja a lo largo de todo el proyecto. Estas boquillas son la ISO F-110-06 y la ISO F-110-06.
- Para finalizar con los propósitos del presente proyecto, se pretende realizar el diseño de una aplicación en el propio programa EES. Esta aplicación, a partir de determinados datos de entrada proporcionados por el usuario, así como del código implementado en el programa, debe mostrar al usuario la caracterización completa de la boquilla objeto de estudio.

## 2 MODELADO DE UNA GOTA AISLADA

---

*La fuerza y el crecimiento vienen sólo a través del esfuerzo y la lucha continua.*

*-Napoleón Hill-*

Un punto de partida importante a la hora de analizar los sprays consiste en predecir el comportamiento de cada una de las gotas que van a ser impulsadas por dicho spray.

Existen numerosas técnicas para poder llevar a cabo el estudio de la evolución de la gota en su recorrido una vez abandona el spray por la boquilla y sale al exterior y hasta que cae en el estanque. El objetivo principal de la mayoría de ellos consiste en evaluar los cambios que sufre la gota durante este recorrido. Dentro de estos cambios, el presente estudio se centra en la variación de los dos siguientes parámetros:

1. Temperatura de la gota: Variable que aportará información acerca de la capacidad de refrigeración del sistema, pues cuanto menor sea la temperatura de la gota al final de su recorrido mayor será el calor que pueda evacuar.
2. Diámetro de la gota: Dimensión de gran importancia pues, si el diámetro de la gota al acabar su recorrido es pequeño, significa que la evaporación de parte de la misma ha sido elevada y por tanto, se ve reducido en gran medida el caudal de agua que se recircula para volver a ser impulsado por el spray. Este hecho supondría un elevado gasto de agua nueva en el sistema cada vez que se pongan en funcionamiento las boquillas, por ello lo que se busca es reducir al máximo el fenómeno evaporativo, conservando así la mayor cantidad de agua posible.

El análisis de las variables indicadas se ha llevado a cabo a partir de un modelo que caracteriza el comportamiento de la gota de agua en el seno de una corriente de aire, tal y como indica C. J. Esteban [16]. A este modelo se le han realizado una serie de modificaciones buscando asociar el mismo a productos reales que serán empleados en el sistema (boquillas).

### 2.1 Análisis cualitativo de la gota aislada

Previo a la exposición del modelo matemático encargado del análisis comentado se va a evaluar de manera cualitativa lo que le sucede a una gota aislada, sin tener en cuenta la interacción con el resto de las gotas, que evoluciona en su recorrido bajo unas determinadas condiciones de temperatura y humedad.

Las condiciones de partida consideradas para la gota son su temperatura y diámetro al salir de la boquilla del spray, pero también la velocidad de la misma en esta salida.

Al hablar de velocidad lo que realmente se tiene en cuenta es la velocidad relativa aire-gota, y no a la velocidad absoluta de la misma, puesto que de esta manera se tiene en cuenta que el aire también puede que se encuentre en movimiento con una cierta velocidad.

El conjunto de fuerzas soportadas por la gota, fuerzas de rozamiento, así como fuerzas provocadas por la gravedad y la flotabilidad, provocarán que la misma describa una trayectoria determinada.

El equilibrio másico presente en la interfase que separa el aire de la propia gota dependerá de la presión parcial de vapor en esta interfase, la cual debe de corresponderse con la presión de vapor a la temperatura a la que se encuentre la gota. En el momento en el que el aire no se encuentra en condiciones de saturación, la humedad concentrada en el interfase es superior a la que se encuentra en el aire que rodea a la gota, por lo tanto, y para compensar este desequilibrio, se produce una difusión de vapor de agua desde la interfase hacia las zonas más alejadas y con menor concentración. Simultáneamente, será necesario que se evapore parte de la gota para así poder mantener la presión de vapor en la superficie y con ella la concentración y el equilibrio másico. Por este motivo, el diámetro de la gota se irá viendo reducido.

Por otra parte, se encuentra, como ya se ha comentado anteriormente, la temperatura de la gota. La variación de este parámetro se debe a la presencia de dos efectos contrapuestos. Por un lado el fenómeno de evaporación sufrido por la gota lleva asociada una absorción energética con la cual la temperatura de la gota se ve reducida. Por otro lado, la diferencia existente entre la temperatura de la gota y la del aire no afectado por la evaporación, provoca la aparición de un nuevo flujo de calor. La variación de este parámetro busca finalmente, encontrar una temperatura de la gota media que estabilice los dos intercambios energéticos expuestos.

Cabe destacar que el intercambio tanto de masa como de energía experimentado entre el aire y la gota provocarán así mismo, la variación de la temperatura y la concentración del aire circundante, tal y como se muestra en la Figura 2-1.

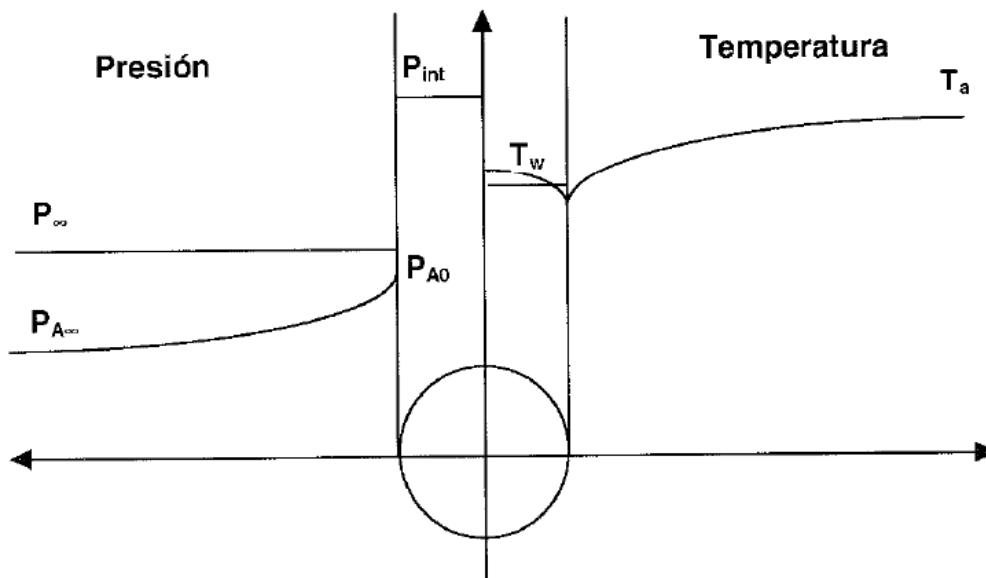


Figura 2-1. Transferencia másica y energética en una gota aislada [16].

Para finalizar este apartado es necesario comentar que la presión en el interior de la gota es mayor que la del aire que la rodea, como consecuencia de la tensión superficial, y será tanto mayor cuanto menor sea el diámetro de la gota. Esto se debe a que al producirse la evaporación de parte de la gota su radio se ve disminuido y con él la superficie de la misma (y su energía), lo cual desemboca en un aumento de la presión en el interior de la gota.

## 2.2 Modelo matemático

Antes de comenzar con el desarrollo de las ecuaciones matemáticas que rigen el modelo a analizar es

importante marcar una serie de hipótesis previas, a través de las cuales se podrá hacer uso de correlaciones sencillas y suficientemente estudiadas para la tipología a evaluar.

Las hipótesis de mayor importancia son las siguientes:

1. Gota aislada: El modelo de gota aislada tiene como sujeto una gota totalmente independiente, que no interactúa con el resto de las gotas que salen del spray ni con sus estelas. Esta hipótesis, y por tanto el modelo que se va a desarrollar, no se puede considerar válida en determinados casos, como puede ser con sprays cuyo ángulo de apertura sea pequeño.
2. Gota esférica: La gota se va a considerar como un cuerpo esférico. Sin embargo, en la realidad las gotas no mantienen una forma esférica perfecta, sino que se deforman, y además, esta deformación es aún mayor cuanto mayor sea el diámetro de la misma, debido a la reducción en estos casos de la importancia de la tensión superficial.
3. Presión de vapor, presión y temperatura de aire uniformes: Se tomará un valor representativo para cada una de estas magnitudes que caracterice a toda la distribución que rodea a la gota. Esta hipótesis permite realizar el equilibrio másico en la interfase de la gota a través de un único punto que represente a toda la superficie.
4. Temperatura constante en toda la gota: El rango de temperatura en toda la masa de la gota, así como su pequeño tamaño, permite caracterizarla a través de una única temperatura media representativa de la misma, a pesar de que realmente no sea cierto, tal y como puede observarse en la figura 2-1.
5. Transferencia radiante despreciable: En los sistemas de enfriamiento, el intercambio de energía radiante de la gota no tiene una importancia relevante, por lo que al desarrollar la ecuación de la energía de la misma se suprimirá este término.
6. Velocidad media de la gota: Se va a trabajar con una velocidad media de la gota al salir de la boquilla y por tanto, con un coeficiente de película medio.

Aclaradas estas hipótesis previas, se procede al desarrollo de las expresiones que definen el modelo matemático considerado.

### 2.2.1 Ecuación de cantidad de movimiento

Obtener las ecuaciones de cantidad de movimiento de la gota de agua que definan el comportamiento de la misma a lo largo del recorrido consiste, básicamente, en aplicar la segunda ley de Newton, que como es bien conocido por todos, tiene la siguiente forma:

$$\text{Fuerza} = \text{Masa} \times \text{Aceleración} \quad (2-1)$$

Concretamente en el caso objeto de estudio, las fuerzas a las que se ve sometida la gota son las que se especifican a continuación:

1. Fuerza de fricción:

$$F_k = f \times A \times E_c \quad (2-2)$$

- f : Factor de fricción de Darcy.  
 A : Área frontal de la gota.  
 E<sub>c</sub> : Energía cinética asociada a la gota.

2. Fuerza de la gravedad:

$$F_g = m \times g \quad (2-3)$$

- m : Masa de la gota.

$g$  : Aceleración de la gravedad.

3. Fuerza de flotabilidad:

$$F_f = \rho \times V \times g \quad (2-4)$$

$V$  : Volumen de la gota.

Si se aplica la ecuación (2-1) con todas estas expresiones, se obtiene la expresión (2-5) que se muestra a continuación:

$$F_k + F_g + F_f = m \times a \quad (2-5)$$

Analizando las variables que intervienen en las ecuaciones previas, se observa la posibilidad de expresarlas en función de dos únicos valores, el radio de la gota ( $r$ ) y la velocidad de la misma en cada punto del trayecto ( $v$ ). Para ello, es necesario sustituir los siguientes valores:

$$m = \rho_w * \frac{4}{3} * \pi * r^3 \quad (2-6)$$

$$V = \frac{4}{3} * \pi * r^3 \quad (2-7)$$

$$A = \pi * r^2 \quad (2-8)$$

$$E_c = \frac{1}{2} * \rho * v^2 \quad (2-9)$$

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (2-10)$$

Además, hay que tener en cuenta que las fuerzas tanto de gravedad ( $F_g$ ) como de flotabilidad ( $F_f$ ) únicamente actúan en dirección vertical (dirección  $y$ ) y que la tercera, la fuerza de fricción ( $F_k$ ), tiene sentido contrario a la velocidad, pudiendo descomponerse por tanto, en las dos componentes ( $x$  e  $y$ ).

Las componentes de  $F_k$  se muestran a continuación:

$$F_{k_x} = F_k * \frac{v_x}{v} \quad (2-11)$$

$$F_{k_y} = F_k * \frac{v_y}{v} \quad (2-12)$$

Se deducen de todas estas expresiones las ecuaciones de cantidad de movimiento en cada una de las direcciones:

$$\frac{dv_x}{dt} = -\frac{3}{8} * f * \frac{v * v_x}{r} * \frac{\rho}{\rho_w} \quad (2-13)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = g * \left( \frac{\rho}{\rho_w} - 1 \right) - \frac{3}{8} * f * \frac{v * v_y}{r} * \frac{\rho}{\rho_w} \quad (2-14)$$

A partir de estas ecuaciones se deduce que si se supone la gota como una esfera inerte, que no ve disminuido su tamaño debido a la evaporación, y se le proporcionan los datos de posición y velocidad inicial, se puede obtener la trayectoria de la misma a lo largo del recorrido completo.

Si se centra la atención en la ecuación de cantidad de movimiento a lo largo del eje  $y$ , se observa que está



compuesta por dos términos que tienen efectos contrapuestos. Las fuerzas de rozamiento y flotabilidad ( $F_g$  y  $F_f$ ), provocan la aceleración de la gota, haciendo que caiga con mayor velocidad. Sin embargo, la fuerza debida a la fricción ( $F_k$ ) genera el efecto contrario, la disminución de su velocidad. En el momento que se igualan estos dos términos, la velocidad de la gota se mantiene constante, en un valor que se conoce con el nombre de “velocidad terminal de caída”, velocidad a la que tenderá la gota. Esta velocidad junto con el tiempo que tarda la gota en alcanzarla, dependen únicamente del radio de la gota. Cuanto menor sea el radio, menor será la velocidad de caída de la gota y menor también el tiempo que transcurra hasta alcanzarla, pues mayor será la importancia en ese caso de las fuerzas debidas a la fricción.

### 2.2.2 Ecuación de conservación de la masa

La ecuación de balance de materia se llevará a cabo sobre la superficie de la gota, que como ya se ha comentado se supondrá esférica. Para poder implementar este balance en el sistema se parte de la ecuación de transporte de masa.

La definición de esta ecuación parte de la definición de la primera ley de la difusión de Fick, la cual relaciona el flujo debido a la difusión con la concentración, considerando en todo momento un estado estacionario. Según esta ley, el movimiento del flujo se produce siempre desde la región de alta concentración a las regiones con menor concentración, atravesando un gradiente de concentración [17].

La forma de expresar la ley de Fick se muestra en la siguiente ecuación (2-15):

$$n_A - W_A * (n_A + n_B) = -\rho_m * D_{AB} * \nabla W_A \quad (2-15)$$

En la cual:

$n_A$  y  $n_B$  : Densidades de los flujos másicos de los fluidos A y B, respectivamente.

$W_A$  : Cantidad de agua evaporada por unidad de tiempo.

$\rho_m$  : Densidad de la mezcla (se considera la del aire).

$D_{AB}$  : Difusividad másica de A en B.

Esta ley ha sido definida a partir de la velocidad de difusión, expresada como la diferencia entre la velocidad media de masa y la velocidad de la especie  $i$  respecto a unos ejes estacionarios ( $v_i - v$ ). Así mismo, la velocidad media de masa se puede calcular mediante la expresión (2-16):

$$v = \frac{\sum \rho_i * v_i}{\sum \rho_i} \quad (2-16)$$

Definida esta ley se puede expresar el coeficiente de transferencia de materia a través de la ecuación (2-17):

$$W_A = K_y * \rho * A * \Delta Y_A + Y_A * (W_A + W_B) \quad (2-17)$$

Donde:

$K_y$  : Coeficiente global de transferencia de masa.

$S$  : Superficie exterior de la gota

Si adaptamos la expresión anterior para el caso concreto de una esfera queda la siguiente ecuación (2-18):

$$W_A = K_y * \rho * (4\pi r^2) * (Y_{A0} - Y_{A\infty}) + Y_{A0} * (W_A + W_B) \quad (2-18)$$

Siendo:

$W_B$  : Solubilidad del aire en el agua.

$Y_{A0} - Y_{A\infty}$  : Gradiente de fracción másica.

Una vez estudiada la ecuación de transporte másico y suponiendo nulo el valor de  $W_B$ , para toda la superficie de la gota se cumple la siguiente ecuación (2-19):

$$W_A = \rho * K_y * S * \frac{Y_{A0} - Y_{A\infty}}{1 - Y_{A0}} \quad (2-19)$$

Por otra parte, la disminución del radio asociada a este transporte de masa, se puede expresar mediante la siguiente ecuación (2-20):

$$W_A = -\rho_w * S * \frac{dr}{dt} \quad (2-20)$$

Si se igualan ambas expresiones y se simplifica, se obtiene la ecuación de balance de masa (2-21) que tiene la siguiente forma:

$$\rho_w * \frac{dr}{dt} = \rho * K_y * \frac{Y_{A0} - Y_{A\infty}}{1 - Y_{A0}} \quad (2-21)$$

Como puede deducirse de la ecuación (2-21), la reducción del radio de la gota, y por tanto la evaporación de parte de la misma, tendrá lugar siempre que el gradiente de fracción másica no sea nulo, es decir, en el caso de que el aire no esté saturado.

### 2.2.3 Ecuación de balance de energía

De igual forma que en el caso anterior, para la obtención de esta ecuación es preciso revisar la expresión que evalúa el transporte de energía entre los dos medios, la gota y el aire que la rodea.

Se trata de un sistema en el cual un fluido (el aire) circula alrededor de un cuerpo (la gota) en este caso constituido por otro fluido, el agua. Cuando la temperatura de ambos medios es diferente, se produce un flujo de calor a través de la interfase que los separa que se puede expresar mediante la siguiente expresión (2-22):

$$q = h * A * \Delta T \quad (2-22)$$

Donde:

- q : Flujo de calor a través de la interfase.
- h : Coeficiente de película global para toda la superficie.
- A : Área característica del cuerpo sumergido en el seno del fluido.
- $\Delta T$  : Incremento de temperatura entre ambos medios.

Considerando el caso concreto de la gota, que como ya se ha comentado se supone de superficie esférica, la expresión sería la siguiente (2-23):

$$q = h * (4\pi r^2) * (T_w - T_a) \quad (2-23)$$

Siendo:

- r : Radio de la gota.
- $T_w$  : Temperatura de la gota.
- $T_a$  : Temperatura ambiente.

Definida la expresión que rige el transporte de energía entre dos medios, se puede comenzar con el desarrollo de la expresión que establezca el balance energético en la superficie de la gota. Con este objetivo se analizarán las transferencias energéticas que provocarán una variación de la temperatura de la gota la cual, tal y como se

expuso en las hipótesis iniciales, se considera constante en toda la masa de la gota.

Los términos energéticos que intervienen con mayor importancia en el balance son los siguientes:

1. **Transferencia convectiva:** Como consecuencia de la diferencia de energía existente entre la propia gota y el aire que la rodea se produce un intercambio energético cuya expresión es la siguiente (2-24):

$$E_c = S * h * (T_a - T_w) \quad (2-24)$$

Este término, cuando la temperatura del aire es superior a la de la gota, tiende a subir esta última.

2. **Transferencia evaporativa:** Para que la evaporación parcial de la gota tenga lugar será necesaria una determinada cantidad de energía, conocida como calor latente de vaporización ( $h_{lg}$ ). Esta energía, al contrario que la anterior, tiende a reducir la temperatura de la gota. La ecuación (2-25) es la que define este término:

$$E_e = -W_A * h_{lg} \quad (2-25)$$

A parte de estos términos, existen otros que también influyen en el fenómeno de variación de la temperatura de la gota pero sin embargo con mucha menor repercusión que los mencionados.

Por tanto, aplicando la conservación de la energía con estos dos términos energéticos, cuyo balance se invierte en la variación de la temperatura de la gota, se obtiene la siguiente expresión (2-26):

$$\rho_w * \frac{4}{3} \pi r^3 * C_{pw} * \frac{dT_w}{dt} = 4\pi r^2 * h * (T_a - T_w) - \rho * K_y * 4\pi r^2 * h_{lg} * \frac{Y_{A0} - Y_{A\infty}}{1 - Y_{A0}} \quad (2-26)$$

La cual si la simplificamos queda de la siguiente forma (ecuación (2-27)):

$$\rho_w * C_{pw} * \frac{dT_w}{dt} = 3 * \frac{h}{r} * (T_a - T_w) - \frac{3 * \rho * K_y}{r} * h_{lg} * \frac{Y_{A0} - Y_{A\infty}}{1 - Y_{A0}} \quad (2-27)$$

Con esta ecuación, bajo unas determinadas condiciones ambientales, existirá una temperatura de la gota, que iguale ambos términos energéticos y por tanto, que se mantenga estacionaria. Esta temperatura recibe el nombre de temperatura de equilibrio de la gota.

## 2.2.4 Resumen de las ecuaciones diferenciales

A continuación se muestran las ecuaciones diferenciales que van a regir el problema (desarrolladas en los apartados anteriores):

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} &= -\frac{3}{8} * f * \frac{v * v_x}{r} * \frac{\rho}{\rho_w} \\ \frac{dv_y}{dt} &= g * \left( \frac{\rho}{\rho_w} - 1 \right) - \frac{3}{8} * f * \frac{v * v_y}{r} * \frac{\rho}{\rho_w} \\ \rho_w * \frac{dr}{dt} &= \rho * K_y * \frac{Y_{A0} - Y_{A\infty}}{1 - Y_{A0}} \\ \rho_w * C_{pw} * \frac{dT_w}{dt} &= 3 * \frac{h}{r} * (T_a - T_w) - \frac{3 * \rho * K_y}{r} * h_{lg} * \frac{Y_{A0} - Y_{A\infty}}{1 - Y_{A0}} \end{aligned}$$

Este sistema de ecuaciones, el cual se implementará en el programa EES, queda definido a través de las condiciones iniciales y de contorno en la interfase.

## 2.3 Variables objeto de análisis

A la hora de definir las ecuaciones que conforman el modelo matemático, han sido mencionadas ciertas variables incluidas en las ecuaciones cuyo método de cálculo es necesario analizar por separado. En los siguientes apartados se trata la definición y método de obtención de cada una de ellas.

### 2.3.1 Factor de fricción de Darcy (f)

El factor de fricción de Darcy (presente en las dos ecuaciones que definen la cantidad de movimiento) es un número adimensional que depende tanto del número de Reynolds, como de la rugosidad relativa [18]. Según esta publicación, el valor que toma el factor de fricción de Darcy cuando el flujo es laminar es el siguiente:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2-28)$$

C. J. Esteban [16], por su parte, define otras expresiones de este factor según los intervalos del número de Reynolds.

Para números de Reynold bajos (resistencia despreciable), la fuerza de fricción ( $F_k$ ) viene definida por la ley de Stokes, solución analítica a las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento, quedando de la siguiente forma:

$$F_k = \pi * r^2 * \frac{1}{2} * \rho * v_a^2 * \frac{24}{\frac{dv_a * \rho}{\mu}} \quad (2-29)$$

Deduciendo de esta expresión el valor de f:

$$f = \frac{24}{Re} \quad (2-30)$$

Cuando el número de Reynolds toma valores mayores, los cálculos teóricos, debidos a la dificultad encontrada para llevarlos a cabo, quedan en un segundo plano, obteniéndose en estos casos correlaciones a partir de datos experimentales. Para Re entre 2 y  $5 * 10^3$  se aproxima su valor mediante la siguiente ecuación (2-31):

$$f = \frac{18,5}{Re^{3/4}} \quad (2-31)$$

Otra correlación propuesta por C. J. Esteban [16] para todo este intervalo de número de Reynolds es la siguiente:

$$f = \frac{24}{Re} (1 + 0,15 * Re^{0,687}) \quad (2-32)$$

Por último, con valores de Reynolds muy elevados, el factor de fricción es prácticamente constante y adopta un valor de:

$$f = 0,44 \quad (2-33)$$

Conocido este factor, la ecuación de cantidad de movimiento queda totalmente definida.

### 2.3.2 Coeficiente global de transferencia de masa ( $K_y$ )

El coeficiente global de película ( $K_y$ ) aparece tanto en la ecuación de transferencia de masa como en el balance de energía. Tal y como explica E.L.Cussler [19],  $K_y$  se encarga de cuantificar la proporción de materia transferida entre dos medios separados por una superficie, en función del área de dicha superficie y de la diferencia de concentración entre ambos medios, según la siguiente expresión:

$$\left( \frac{\text{proporción de}}{\text{masa transferida}} \right) = K_y * \left( \frac{\text{Área de la}}{\text{superficie}} \right) * \left( \frac{\text{Diferencia de}}{\text{concentración}} \right) \quad (2-34)$$

$K_y$  es un coeficiente cuyo valor depende de otros parámetros, como en este caso puede ser el diámetro de la gota o la difusividad másica del agua en el aire. La relación de este término con las variables mencionadas tiene lugar, según E.L.Cussler [19], mediante un número adimensional conocido con el nombre de número de Sherwood ( $Sh$ ), tal y como expone R. Cuevas García [20].

La ecuación (2-35) muestra esta relación:

$$Sh = \frac{K_y * d}{D_{AB}} \quad (2-35)$$

Donde:

$d$  : Diámetro de la gota.

Una vez expresado  $K_y$  en función del número de Sherwood, es necesario conocer una expresión que permita relacionar este número con otras variables, determinadas por las condiciones de operación o de contorno. Esto permitirá quedar definido el valor de  $K_y$  y así poder centrar la atención en la obtención de la temperatura y radio de la gota.

Múltiples expresiones son las que definen el número de Sherwood en función de otros números adimensionales, tales como el de Reynolds, Schmidt o Peclet, cuyas expresiones define J.F.Coronel [21] y se muestran en las ecuaciones (2-36), (2-37) y (2-38), respectivamente.

$$Re = \frac{v * d}{\nu} \quad (2-36)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (2-37)$$

$$Pe = \frac{v * d}{D_{AB}} \quad (2-38)$$

Siendo:

$\nu$  : Viscosidad cinemática de la gota.

Siendo cierta la afirmación de que existen numerosas correlaciones para el número de Sherwood, también es cierto que cada una de estas cuenta con un ámbito de aplicación distinto. Después de revisar bibliografía de diferentes autores se han elegido tres de ellas, las cuales se exponen en los siguientes apartados con el objetivo de analizar diferencias y similitudes entre unas y otras y poder elegir finalmente la más apropiada para el caso objeto de estudio.

#### 2.3.2.1 Primera definición del número de Sherwood

Conforme a lo expresado por R. Cuevas García [22], se puede definir el número de Sherwood para el caso concreto del flujo que discurre sobre una esfera, ya sean gotas de líquido, burbujas de gas o partículas pequeñas de sólidos, mediante la ecuación (2-39):

$$Sh = 2 + 0,4 * Sc^{0,4} * (Re^{1/2} + 0,06 * Re^{2/3}) \quad (2-39)$$

La ecuación expuesta expresa  $Sh$  en función de los números adimensionales  $Sc$  y  $Re$ .

### 2.3.2.2 Segunda definición del número de Sherwood

La segunda expresión del número de Sherwood ha sido definida por varios autores, entre los cuales se encuentran R. Belarbi [23] y E.L.Cussler [19]. En este último caso, la ecuación es definida para una interfaz sólido-líquido y más concretamente para convección forzada alrededor de una esfera sólida. Según estos autores la definición del número de  $Sh$  quedaría según la ecuación (2-40):

$$Sh = 2 + 0,6 * Re^{\frac{1}{2}} * Sc^{1/3} \quad (2-40)$$

Como puede comprobarse, hasta el momento, las correlaciones empleadas únicamente contienen en su definición los números de Reynolds ( $Re$ ) y Schmidt ( $Sc$ ), y la forma de ambas es bastante parecida.

### 2.3.2.3 Tercera definición del número de Sherwood

Debido a la evidente similitud mostrada por las correlaciones anteriores, se ha optado por la elección de una tercera, cuya definición es claramente diferente a las de las otras dos. Esta última ecuación (2-41) ha sido obtenida de la relación de correlaciones expuestas en el libro por E.L.Cussler [19]:

$$Sh = 0,69 * Pe^{0,5} \quad (2-41)$$

La ecuación definida, además de tener una forma totalmente diferente a las ecuaciones de  $Sh$  anteriores emplea, en lugar de los números  $Sc$  y  $Re$ , el número de Peclet ( $Pe$ ).

## 2.3.3 Difusividad másica ( $D_{AB}$ )

Tal y como explica C. Angeles [24], la difusividad másica ( $D_{AB}$ ), es una propiedad del sistema determinada por la temperatura, presión y naturaleza de los componentes que conforman el sistema (A y B, que en este caso se corresponderían con el agua y el aire, respectivamente).

Las unidades de esta propiedad son las mismas que las de la viscosidad cinemática ( $\nu$ ) o la difusividad térmica ( $\alpha$ ) es decir,  $m^2/s$ .

Pocas referencias han sido encontradas acerca del método de cálculo de esta variable, y la mayoría de ellas se basan en métodos experimentales. Sin embargo, este autor (C. Angeles [24]), aporta tres valores según la temperatura, que son los que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 2-1. Valores experimentales de  $D_{AB}$  para diferentes temperaturas

T (K)	T (°C)	$D_{AB}$ ( $m^2/s$ )
299.1	26.1	0.0000258
313	40	0.0000288
332.2	59.2	0.0000305

Según las especificaciones expuestas por R. Gomes en su tesis [25], en la cual define la difusividad en función de la temperatura ambiente a través de una relación polinómica, se han representado los valores de la tabla anterior en un gráfico para poder obtener la línea de tendencia de tipo polinómica que se muestra en la siguiente ecuación:

$$D_{AB} = -4 * 10^{-9} * T_a^2 + 5 * 10^{-7} * T_a + 2 * 10^{-5} \quad (2-42)$$

Línea de tendencia que se ajusta a la perfección a los datos introducidos, con un valor de  $R$  cuadrado igual a 1.

Esta fórmula de  $D_{AB}$  en función de la temperatura ambiente ( $T_a$ ) será la implementada en el modelo de ecuaciones.

### 2.3.4 Coeficiente de película (h)

El coeficiente de película o coeficiente de convección (h) se puede expresar, tal y como establece J. F. Coronel [21] y se define en [26], mediante la siguiente expresión:

$$h = \frac{Nu * k}{d} \quad (2-43)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt.

k : Coeficiente de conductividad térmica.

Queda por tanto definido el coeficiente de película en función de un nuevo número adimensional, el número de Nusselt (Nu). Este número se calcula a través de otro número adimensional ya expuesto, el número de Reynolds (ecuación (2-36)). A continuación se resumen las correlaciones entre estos dos números adimensionales que se ajustan al caso objeto de estudio.

#### 2.3.4.1 Primera correlación de Nusselt

La primera de estas correlaciones es la correlación de Ranz y Marshall, definida por R. Gomes [25], la cual se muestra en la siguiente ecuación (2-44).

$$Nu = 2 + (0,6 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}}) \quad (2-44)$$

En esta expresión interviene tanto el número de Reynolds (Re), como el número de Prandtl (Pr), el cual depende tanto de la temperatura como de la presión ambiente.

#### 2.3.4.2 Segunda correlación de Nusselt

Whitaker propone la siguiente correlación, la cual recoge P. Fernandez en [27] y [28] y se expone a continuación:

$$Nu = 2 + (0,4\sqrt{Re} + 0,06\sqrt[3]{Re^2}) * Pr^{0,4} \quad (2-45)$$

Esta relación se define para representar la convección forzada en una esfera con superficie isoterma.

Al igual que en la primera, la segunda correlación pone en contacto los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl, además, la forma de estas dos primeras correlaciones expuestas es muy similar.

#### 2.3.4.3 Tercera correlación de Nusselt

La tercera y última correlación, también recogida por P. Fernandez [27], únicamente emplea el número de Reynolds y tiene la siguiente forma:

$$Nu = 2 + 0,386 * Re \quad (2-46)$$

En la siguiente gráfica se muestran las diferencias existentes entre cada una de las correlaciones en función de los valores dados al número de Reynolds (Re):

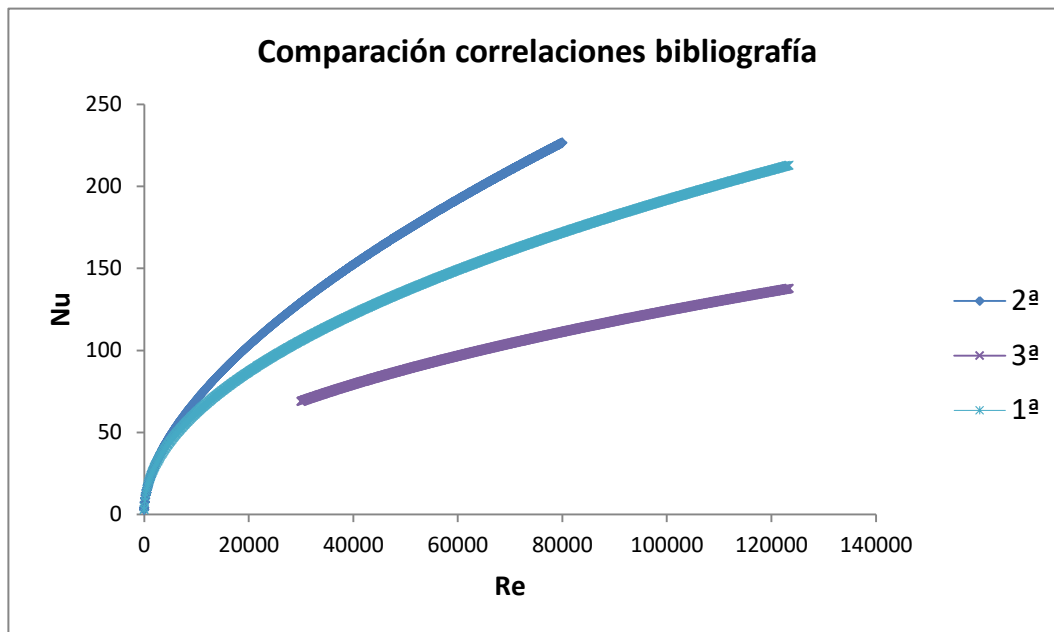


Figura 2-2. Representación gráfica diferentes correlaciones de Nu.

La gráfica anterior considera todos los valores de Re admitidos por cada una de las correlaciones. Sin embargo, si se sustituyen las variables que definen la ecuación (2-36) por los órdenes de magnitud de la velocidad, diámetro y viscosidad cinemática del sistema que se está estudiando, el número de Reynolds adopta valores de aproximadamente 300.

Por tanto, si se acotan estos valores de Re, en primer lugar la tercera correlación quedaría descartada, al no aplicar para estos valores del número adimensional, y segundo, los valores que adopta el número de Nusselt para las dos primeras correlaciones son muy parecidos. Estos últimos se muestran en la siguiente gráfica:

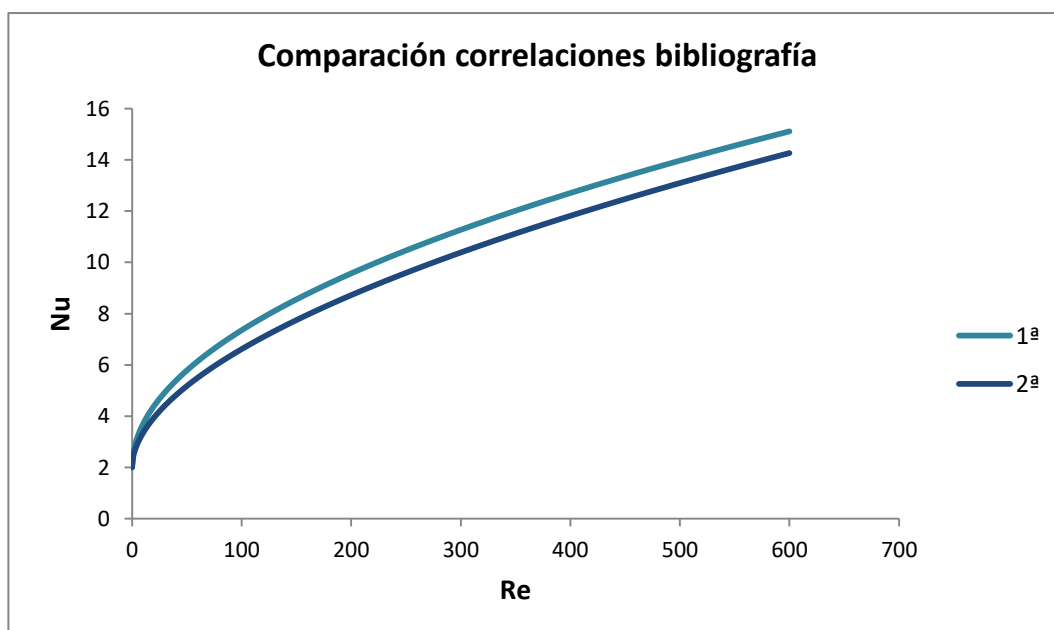


Figura 2-3. Representación gráfica de correlaciones de Nu en rango adecuado de Re.



### 2.3.5 Resumen de las expresiones finales

Tras analizar por separado cada una de estas variables, en este apartado se recogen las expresiones para cada una de ellas que finalmente se han escogido, por diferentes motivos (aplicabilidad, mayor número de referencias, adecuación al método, etc), para ser implementadas en el modelo.

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$Sh = \frac{K_y * d}{D_{AB}} \quad \text{con} \quad Sh = 2 + 0,6 * Re^{\frac{1}{2}} * Sc^{1/3}$$

$$D_{AB} = -4 * 10^{-9} * T_a^2 + 5 * 10^{-7} * T_a + 2 * 10^{-5}$$

$$h = \frac{Nu * k}{d} \quad \text{con} \quad Nu = 2 + (0,6 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}})$$

Tras conocer el modo de cálculo de estas variables, y expuestas la totalidad de las ecuaciones, el modelo de gota aislada queda completamente definido.



# 3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS FLUENT Y EES

---

*La formulación de un problema, es más importante que su solución.*

*- Albert Einstein-*

**E**n el siguiente apartado se va a desarrollar cómo se ha comparado el modelo de ecuaciones (expuestas anteriormente) implementadas en el programa EES, con los resultados obtenidos del modelo de gota implementado en el programa FLUENT.

En primer lugar, hay que tener en cuenta que se ha partido de una serie de condiciones iniciales idénticas en ambos modelos, que son las siguientes:

- Temperatura ambiente: Temperatura a la que se encuentra el ambiente exterior que rodea a la gota.

$$T_a = 23.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Presión ambiente: Presión atmosférica del ambiente en el que se mueve la gota.

$$P_a = 101.325 \text{ kPa}$$

- Radio inicial de la gota: Radio con el que la gota sale de la boquilla.

$$r_i = 10^{-3} \text{ m}$$

- Temperatura inicial de la gota: Temperatura de salida de la gota de la boquilla.

$$T_i = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

Con el objetivo de validar cada una de las ecuaciones, se han ido implementando en progresivos pasos, comprobándose el cumplimiento o no de las mismas a través de la comparación con los resultados obtenidos por FLUENT. En los siguientes apartados se detallan y muestran los resultados obtenidos en cada una de estas comprobaciones.

## 3.1 Introducción a FLUENT

Fluent Ansys es un software destinado al modelado físico de flujos, turbulencias, reacciones dentro de aplicaciones industriales y transferencia de calor. El amplio campo que abarca FLUENT se extiende desde el flujo de sangre a la fabricación de semiconductores, pasando por el modelado y análisis del flujo de aire que discurre sobre el ala de una aeronave o columnas de agua, dentro de la cual se podría enmarcar el proyecto que se está tratando.

Una de las ventajas más importantes del software FLUENT, es la computación de alto rendimiento que ofrece, la cual es altamente escalable y permite la resolución computacional de simulaciones complejas de dinámica de fluidos de manera rápida y rentable.

Fluent resuelve los desafíos más exigentes con resultados correctamente verificados en la gama más alta de aplicaciones de los CFD y multifísica.

Es por este conjunto de motivos, por los que se ha optado por la verificación del modelo implementado en EES a partir de los resultados obtenidos de la simulación del mismo sistema en FLUENT.

Dentro de este programa se han realizado todas y cada una de las simulaciones que se han ido comparando con las llevadas a cabo en el código de EES.

La facilidad que presenta este programa es el hecho de poder crear el flujo objeto de estudio dentro del mismo, con las condiciones deseadas, obteniendo como resultado todo tipo de valores (con posibilidad de seleccionar los más interesantes para el estudio en cuestión) y representaciones gráficas que hacen la lectura de los resultados mucho más visual y global.

Para comparar el modelo de gota aislada implementado de momento en el programa EES con resultados derivados del programa de simulación FLUENT, ha sido necesaria creación en este software del jet que es impulsado por la boquilla. A continuación se va a explicar rápidamente el método seguido para la creación de estos modelos en el programa.

### 3.1.1 Creación de gotas en FLUENT

La creación del modelo de boquillas objeto de análisis en el programa FLUENT, se lleva a cabo a través de la opción de insertar un inyector, cuyas propiedades se pueden variar.

A la hora de implementar el inyector, se da la opción de elegir entre un inyector simple o uno definido de forma grupal.

Cuando la opción que se selecciona es la del inyector grupal, se tiene la opción de definir, dentro del jet, varias distribuciones de diámetros y características de las gotas. La imagen que muestra este tipo de inyectores es la que se puede ver en la Figura 3-1.

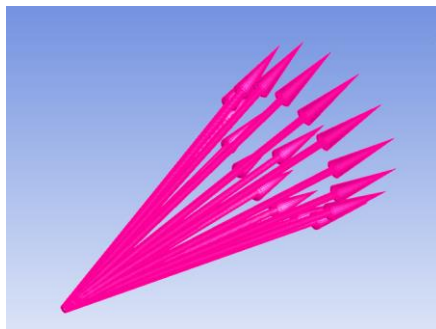


Figura 3-1. Imagen de inyector de tipo grupal en FLUENT.

Cuando se realiza el análisis de transitorios de las partículas que componen el jet, se puede dar con diferentes distribuciones de diámetros de las partículas. Si se elige una distribución Rossin-Ramler Log, los resultados obtenidos son los que se muestran en la Figura 3-2.

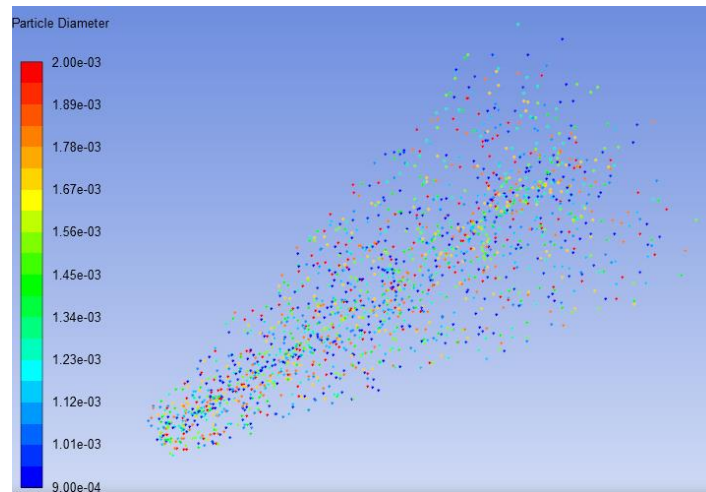


Figura 3-2. Imagen de FLUENT, análisis de transitorios de un jet con distribución de Rosin Ramler Log.

Por otro lado, si la opción que se selecciona es la del inyector simple, únicamente se podrá introducir una dirección de impulsión de la partícula, de la cual se obtendrá un análisis tal y como el que se muestra en la Figura 3-3.

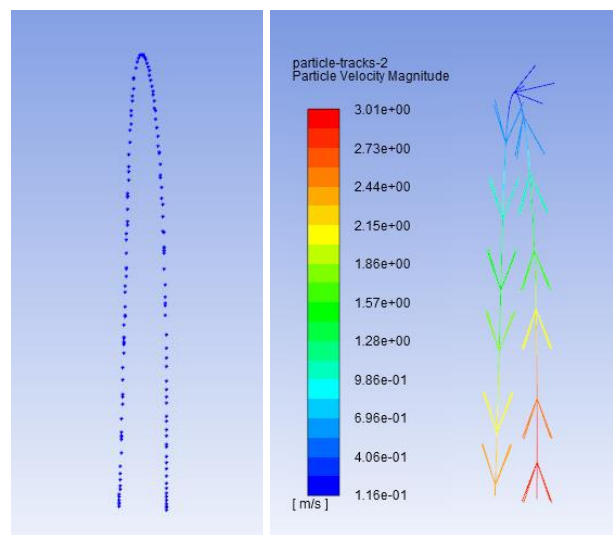


Figura 3-3. Imagen de FLUENT, análisis de transitorios de un jet de inyector simple.

En ambos casos, hay que especificar que se debe de elegir qué tipo de partícula se está impulsando. Estas partículas se pueden clasificar dentro de alguno de los siguientes tipos:

- Partículas sin masa.
- Partículas inertes.
- Partículas de gotas (las que nos ocupan en el presente proyecto).
- Partículas en combustión (sólidas).
- Partículas multicomponente.

Como ha podido comprobarse, el software FLUENT, da pie a unas amplias posibilidades de juego, proporcionando análisis con gran cantidad de detalle de los resultados. A partir de este programa se pueden obtener imágenes que representen el comportamiento del jet como la que se muestra en la Figura 3-4.

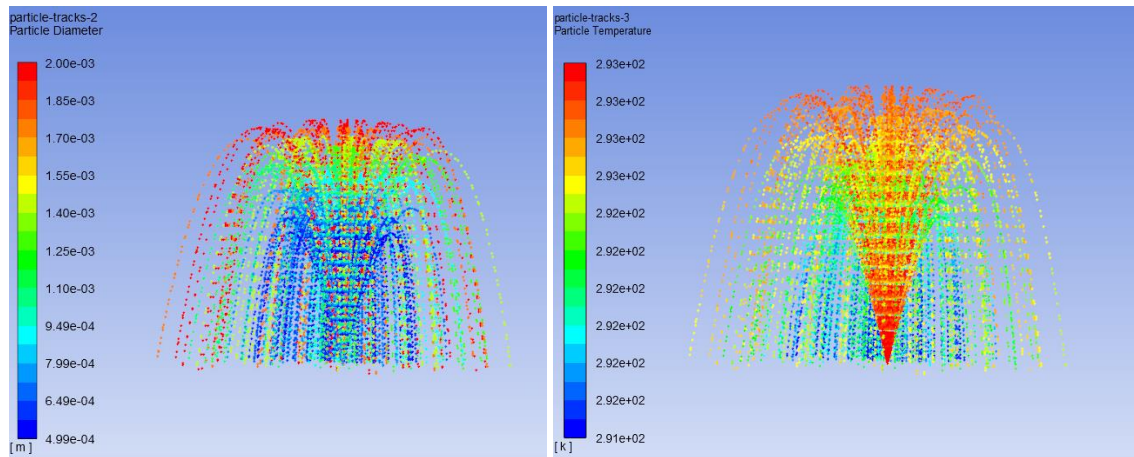


Figura 3-4. Imágenes de análisis proporcionado por el programa FLUENT.

### 3.2 Cantidad de movimiento

Las ecuaciones que definen la cantidad de movimiento del sistema son implementadas en el EES y simuladas. De esta simulación se obtiene como resultado la velocidad que posee la gota durante su trayectoria, en sus componentes  $v_x$  e  $v_y$ . La combinación de estas dos componentes proporciona la velocidad total de la gota en su recorrido. La evolución de esta variable con respecto al tiempo transcurrido se muestra en la Figura 3-5.

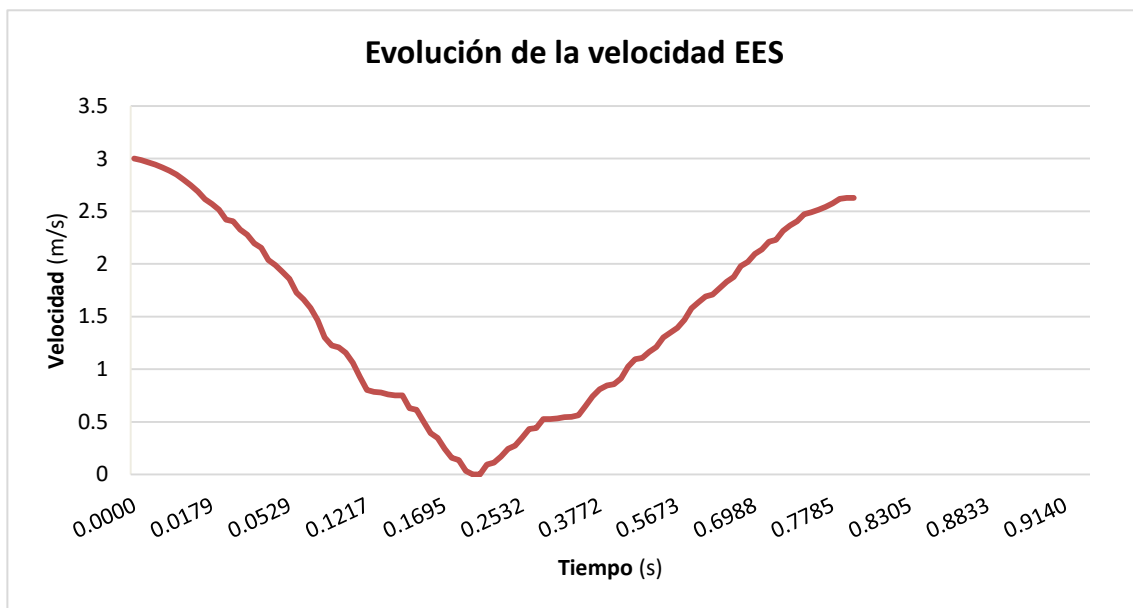


Figura 3-5. Evolución de la velocidad obtenida mediante EES.

Como puede observarse en la figura, la gota inicia el recorrido con una velocidad que va perdiendo a medida que va ascendiendo. Una vez ha alcanzado la altura máxima, donde la velocidad es nula (transcurridos unos 0.2 s), el inicio del descenso de la partícula hace que su velocidad comience a incrementarse de nuevo llegando, al final del trayecto a tener prácticamente la misma velocidad que en la salida de la boquilla.

Por otra parte se tienen los resultados de esta misma variable obtenidos a través del programa FLUENT, los cuales se muestran, de la misma manera que en el caso anterior, en la Figura 3-6.

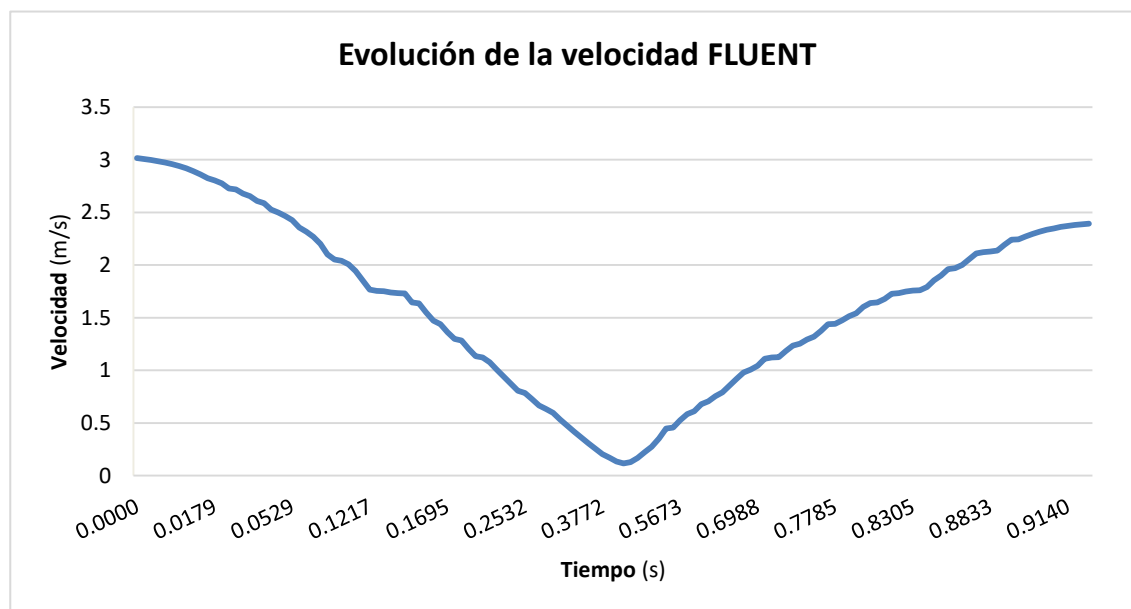


Figura 3-6. Evolución de la velocidad obtenida mediante FLUENT.

Al igual que sucedía con el modelo de ecuaciones del EES, la gota parte en su inicio con unos 3 m/s de velocidad, a medida que avanza en su camino esta va perdiendo la velocidad de la que parte hasta que llega a velocidad nula cuando alcanza el punto más alto. Una vez en este punto comienza el camino de descenso en el que obviamente, la velocidad vuelve a verse incrementada, de la misma manera que en el modelo anterior.

Como se ha podido comprobar y así se ha comentado, la variación obtenida para la velocidad en ambos modelos es similar. No obstante, si se representan ambas curvas en una misma gráfica se pueden apreciar ciertas diferencias.

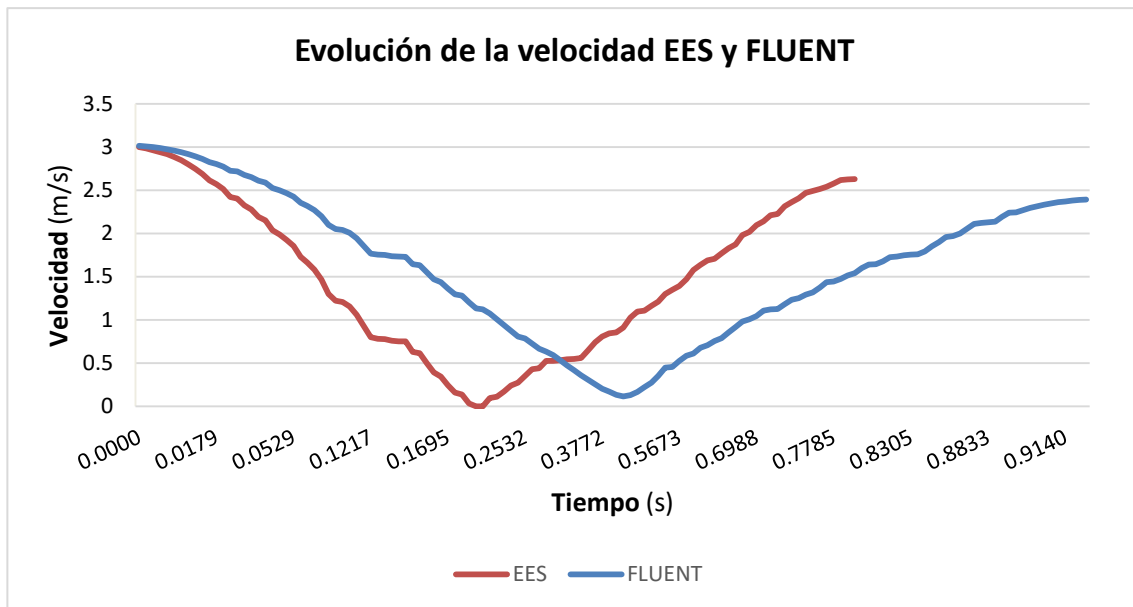


Figura 3-7. Evolución de las velocidades obtenidas mediante EES y FLUENT.

Es evidente que la principal diferencia entre las curvas se encuentra en el tiempo empleado por la gota para finalizar el recorrido. Mientras que en el modelo de FLUENT la gota emplea aproximadamente un segundo desde que sale de la boquilla hasta que finaliza el recorrido, en el modelo de ecuaciones de EES este tiempo se reduce hasta 0,8 segundos. De la misma forma, es cierto que en este último modelo la velocidad final de la gota es ligeramente superior.

No obstante, hay que tener en cuenta que la escala utilizada en la gráfica comparativa (Figura 3-7) se ha tomado de tal manera que se puedan apreciar las minuciosas diferencias que se acaban de comentar. Sin embargo, estas diferencias de tiempo son mínimas y por el contrario, el perfil de velocidades seguido por la gota en ambos casos es prácticamente el mismo.

A pesar de estas diferencias, se ha finalizado la comprobación del correcto funcionamiento del modelo de ecuaciones proponiendo un caso isoterma, en el cual la temperatura de la gota es igual que la del aire y sin considerar transmisión de materia. Si se considera la partícula como un sólido, no se produce transferencia de masa y entonces ambos modelos coinciden, tal y como se muestra en la Figura 3-8.



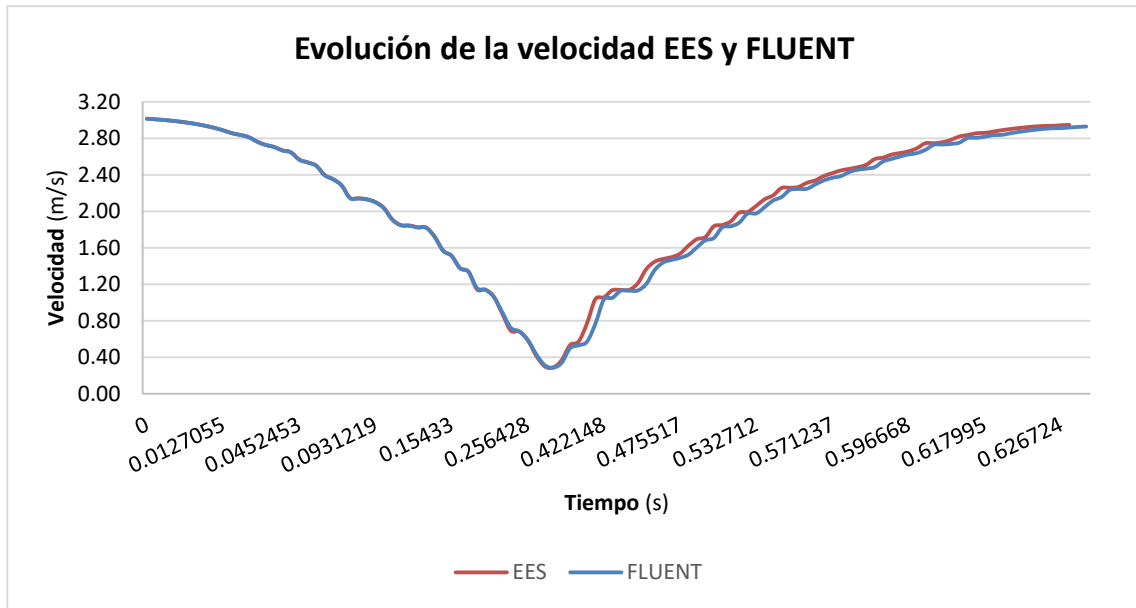


Figura 3-8. Evolución de las velocidades obtenidas mediante EES y FLUENT sin considerar transferencia de masa.

Queda claro que la variación en la velocidad de la gota durante su recorrido en ambos modelos es la misma, las gráficas prácticamente se solapan. Cabe destacar que la representación se ha realizado simulando gotas de gran diámetro (8 mm), que son en las que se han obtenido los resultados más coherentes.

Como diferencia que se pueda destacar, a pesar de que son mínimas, está la ligera desviación en la variación de la velocidad cuando la gota comienza el recorrido descendente, es decir, a partir de que llega a la velocidad prácticamente nula. Hasta este punto ambas líneas describen exactamente el mismo recorrido y a partir de aquí y hasta el final los valores de velocidad proporcionados por el modelo de ecuaciones del EES son mínimamente superiores a los de FLUENT.

Por último, se ha considerado la posibilidad de tratar el movimiento de la gota como un tiro parabólico, cuyas ecuaciones son las siguientes:

$$V_x = V_0 \cdot \cos(\alpha) \tag{3-1}$$

$$V_y = V_0 \cdot \text{sen}(\alpha) - g \cdot t \tag{3-2}$$

Siendo:

$\alpha$  : Ángulo con respecto a la horizontal.

t : Tiempo transcurrido.

Si se representa, de igual modo que en los casos anteriores, la velocidad que adquiere la gota con respecto al tiempo, se obtiene la siguiente curva:

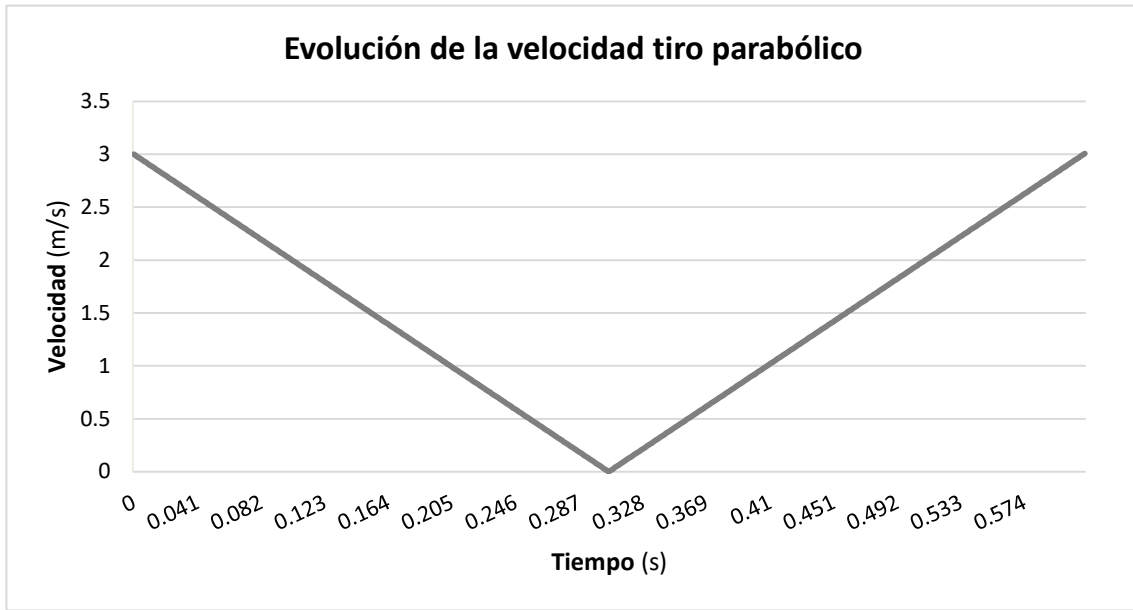


Figura 3-9. Evolución de la velocidad obtenida simulando un tiro parabólico.

De igual modo que se ha hecho anteriormente, se puede comparar esta curva con los resultados obtenidos de FLUENT. Se va a analizar en primer lugar la influencia del tamaño de la gota, sin tener en cuenta aún la transferencia de masa, considerando la gota como un sólido. A continuación se muestran las diferencias obtenidas en cuanto a la velocidad y posición de la partícula.

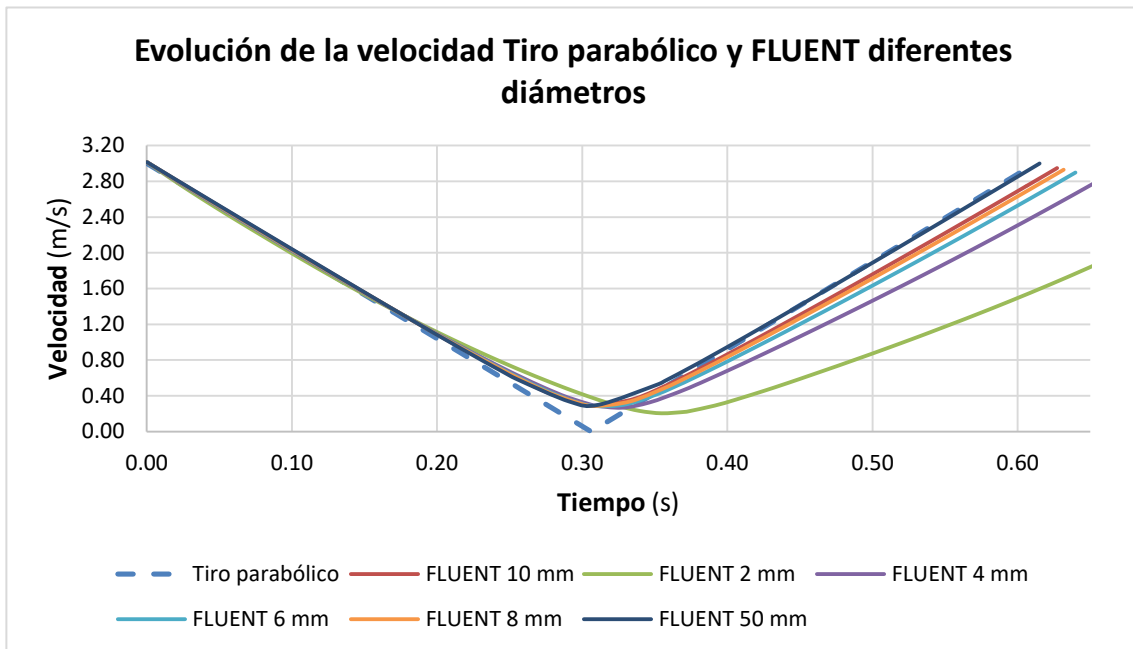


Figura 3-10. Evolución de la velocidad obtenida mediante tiro parabólico y mediante FLUENT tomando diferentes diámetros de gota.

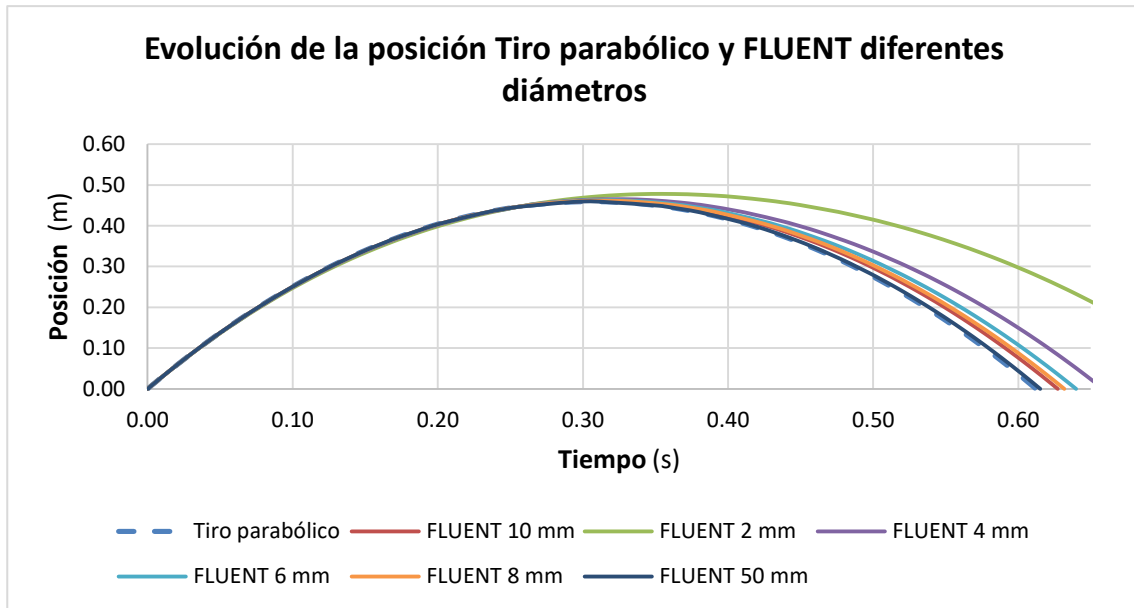


Figura 3-11. Evolución de la posición obtenida mediante tiro parabólico y mediante FLUENT tomando diferentes diámetros de gota.

En ambas gráficas se observa como el inicio del recorrido es muy similar, las curvas para todos los casos se solapan en el ascenso de la gota y hasta que llega a su punto más alto, mientras que en el descenso, todas se diferencian, alejándose del tiro parabólico. Sin embargo, la trayectoria seguida por partículas grandes (50 mm) es prácticamente igual al movimiento teórico.

Por tanto, se puede concluir que las ecuaciones de cantidad de movimiento empleadas en el modelo implementado en el programa EES reproducen el análisis llevado a cabo por el programa FLUENT y además, el comportamiento de ambos modelos es idéntico para partículas de gran tamaño.

### 3.3 Transferencia de energía

En el siguiente apartado se va a realizar la verificación del mecanismo de transferencia de energía en cada uno de los modelos.

Como ya se expuso al definir la ecuación de transferencia energética, la misma está compuesta por dos términos con objetivos diferenciados. Por un lado se encuentra el término de transferencia convectiva y por otra parte se tiene el término de transferencia evaporativa.

En esta primera comparación de transferencia energética, se implementará en el modelo de EES la ecuación de balance de energía pero únicamente con el término convectivo. Esto se debe a que, al incluir el término evaporativo, se está introduciendo en él el coeficiente global de transferencia de masa ( $K_y$ ), el cual está vinculado con un balance de materia que se explicará en detalle en el apartado posterior.

Por tanto, de la ecuación implementada se obtendrá como resultado la evolución de la temperatura de la gota durante el recorrido, la cual se muestra en la Figura 3-12.

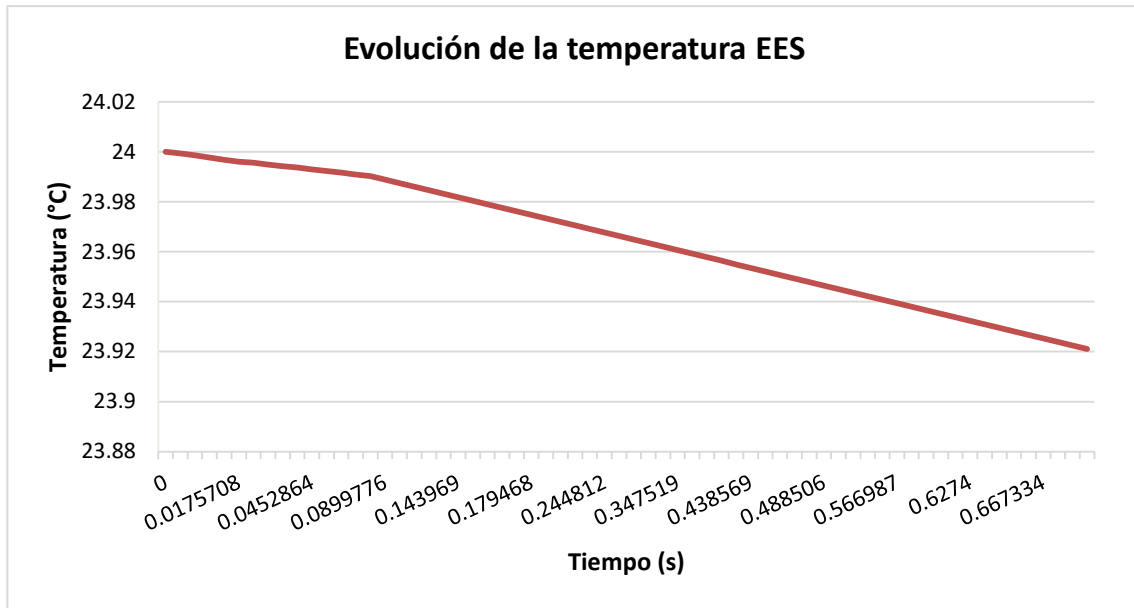


Figura 3-12. Evolución de la temperatura obtenida mediante EES.

Como era de esperar, la gota sale de la boquilla con una temperatura de 24 °C (dato de partida) y esta se va reduciendo progresivamente hasta alcanzar un valor al final del trayecto de 23,9 °C.

Es necesario advertir que esta pequeña reducción de la temperatura de la gota, contradictoria con el objetivo perseguido, que pretende enfriar lo máximo posible la misma, se debe a que la ecuación no se ha establecido con todos sus términos, de la misma forma que no ha sido implementada aún la ecuación de balance de masa. No obstante, lo que se busca en este apartado es comprobar, en cuanto a transferencia de energía, que tanto FLUENT como el modelo de ecuaciones del EES siguen el mismo guión, por lo que se va a continuar el análisis paso a paso.

Por tanto, el siguiente paso consiste en comparar los resultados del EES mostrados en la Figura 2-4 con los obtenidos a través del análisis de FLUENT, tal y como aparece en la Figura 3-13.

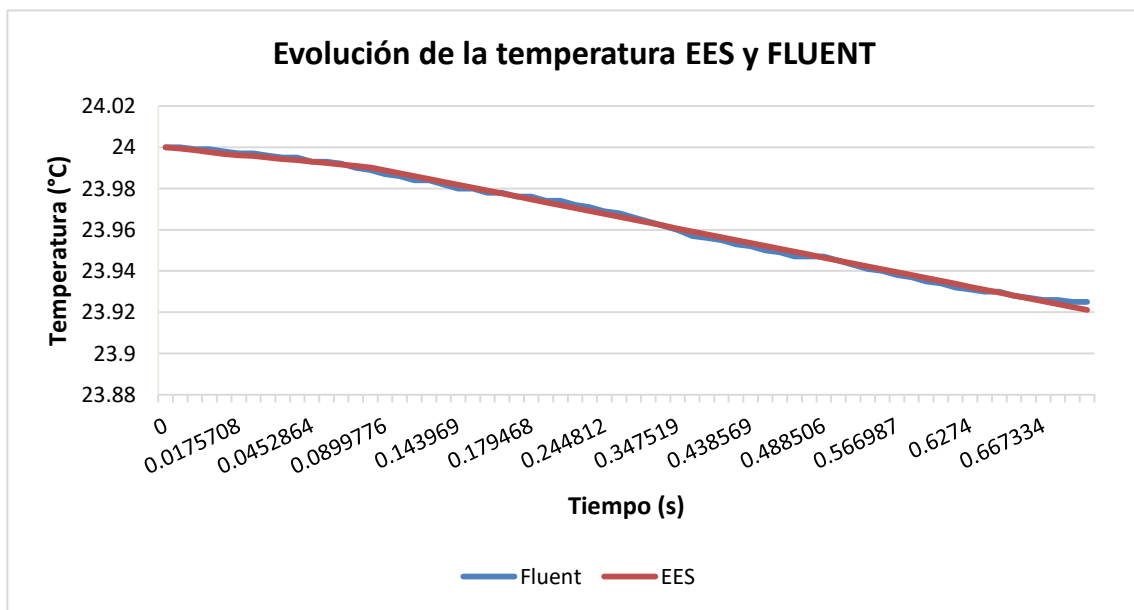


Figura 3-13. Evolución de las temperaturas obtenidas mediante EES y FLUENT.

Se puede observar cómo la evolución de la temperatura tanto para un modelo como para el otro es

esencialmente la misma, prácticamente ambas curvas se superponen.

Se puede concluir por tanto, que la simulación realizada por FLUENT sigue, en cuanto a transferencia de energía se refiere, la ecuación de balance que se ha considerado para el modelo de gota aislada de EES, recordando que en este primer análisis solo se ha incluido el término de esta ecuación relacionado con la transferencia convectiva.

### 3.4 Transferencia de masa, comparación global

Para finalizar con la comparación de los modelos objeto de estudio, queda analizar el proceso de transferencia de materia que sufre la gota desde que sale de la boquilla hasta que es recogida en el colector.

El mencionado análisis implica la programación del conjunto completo de ecuaciones. Por una lado, será necesario implementar las ecuaciones tanto de balance de masa como la ecuación, en este caso completa, que evalúa la transferencia de energía, ya que en ambas intervienen términos relacionados con la pérdida de masa por parte de la gota a lo largo de su recorrido. Por otra parte, debido a la influencia de la velocidad en algunos de estos términos, se incluirán en el código las ecuaciones que definen la cantidad de movimiento.

Empleando este código completo se podrá llevar a cabo una evaluación global de la adecuación del mismo a la simulación llevada a cabo por el programa FLUENT. Por tanto, será posible y necesario analizar y discutir tanto los valores finales como la evolución que en ambos modelos experimentan variables como velocidad, masa, diámetro y temperatura de la gota.

Es necesario aclarar que, a la hora de introducir el código en el programa EES, se contaba con ciertas variables cuyo valor estimado por el programa FLUENT era desconocido, lo cual hizo más complicado el ajuste de los modelos. Entre estas variables se encuentran el gradiente de fracción másica ( $Y_{A0} - Y_{A\infty}$ ) y el calor latente de vaporización ( $h_{lg}$ ).

Debido al desconocimiento del valor estimado por FLUENT para estos términos, se han tomado combinaciones de valores posibles, analizando los resultados obtenidos de cada caso en la siguiente Tabla:

Tabla 3-1. Combinaciones posibles de variables y resultados obtenidos

Caso	$Y_{A0}-Y_{A\infty}$	$h_{lg}$ (kJ/kg)	$m_{final}$ (kg)	$\phi_{final}$ (m)	$T_{final}$ (°C)	Respecto a INICIO			Respecto a FLUENT		
						$\Delta m_{final}$ (mg)	$\Delta \phi_{final}$ (mm)	$\Delta T_{final}$ (°C)	$\Delta m_{final}$ (mg)	$\Delta \phi_{final}$ (mm)	$\Delta T_{final}$ (°C)
<b>INICIO</b>			0.00000418	0.002	24						
<b>FLUENT</b>			0.00000416	0.0019969	20.527	-0.02	-0.0031	-3.473			
<b>INICIAL</b>	0.003	2257	0.00000416	0.0019966	21.36	-0.02	-0.0034	-2.64	0	-0.0003	0.833
<b>3</b>	0.002	2257	0.000004167	0.0019978	22.23	-0.013	-0.0022	-1.77	0.007	0.0009	1.703
<b>4</b>	<b>0.004</b>	<b>2257</b>	<b>0.000004153</b>	<b>0.0019956</b>	<b>20.49</b>	<b>-0.027</b>	<b>-0.0044</b>	<b>-3.51</b>	<b>-0.007</b>	<b>-0.0013</b>	<b>-0.037</b>
<b>5</b>	0.004	EES (2452)- water	0.000004153	0.0019956	20.19	-0.027	-0.0044	-3.81	-0.007	-0.0013	-0.337
<b>6</b>	0.004	EES (2452)- steam	0.000004153	0.0019956	20.19	-0.027	-0.0044	-3.81	-0.007	-0.0013	-0.337
<b>7</b>	0.003	EES (2452)- steam	0.00000416	0.0019966	21.14	-0.02	-0.0034	-2.86	0	-0.0003	0.613

Como puede observarse, se ha marcado sobre la propia tabla el caso número 4, el cual se considera que representa con mayor fiabilidad el modelo tratado por FLUENT. De todas formas, si se presta atención a las unidades tomadas puede considerarse que todos los casos representados se acercan de forma importante a los resultados de FLUENT, encontrándose diferencias de milésimas de miligramos o milímetros y no llegando a acercarse al grado de diferencia en cuanto a temperatura se refiere.

A continuación, se van a mostrar las diferentes gráficas en las que se compara la evolución de las variables anteriormente citadas en ambos modelos. La simulación en ambos programas se ha llevado a cabo para una gota con un diámetro inicial de 2 mm.

En primer lugar, se va a analizar la evolución de la velocidad de la gota, obtenida de la integración de las ecuaciones que definen la cantidad de movimiento.

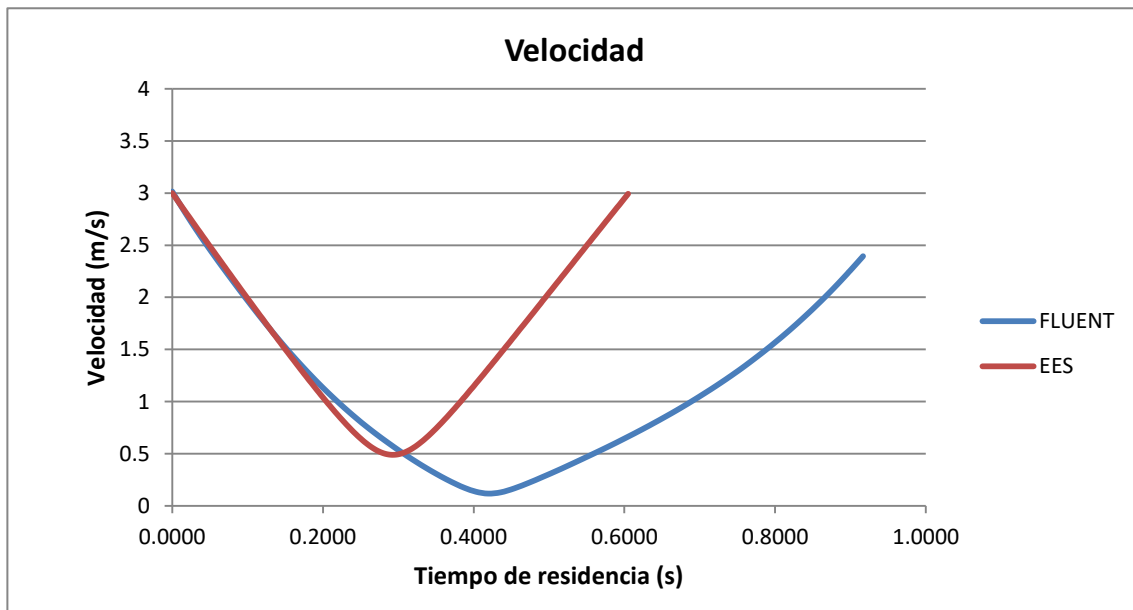


Figura 3-14. Evolución de las temperaturas obtenidas mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.

Como ya se explicó en el análisis de la cantidad de movimiento, para partículas pequeñas (como es este caso, de 2 mm de diámetro), la gota recorre la primera mitad del trayecto siguiendo idéntica evolución de su velocidad en ambos modelos. Sin embargo, en el modelo de ecuaciones de EES el tiempo empleado por la misma para finalizar el recorrido es del orden de 0,605 segundos, mientras que en el modelo de FLUENT emplea cerca de un segundo por tanto, en el primer modelo, el mínimo de velocidad se alcanza un poco antes, diferenciándose ambas simulaciones en la segunda parte del trayecto.

En segundo lugar, se centra la atención en la evolución del diámetro de la gota (Figura 3-15). En cuanto a esta variable, lo que se busca en el proyecto es la mínima evaporación de la gota y por tanto, la menor disminución del radio posible, con el objetivo de poder recuperar la mayor cantidad posible de agua para volver a impulsarla a través del spray.

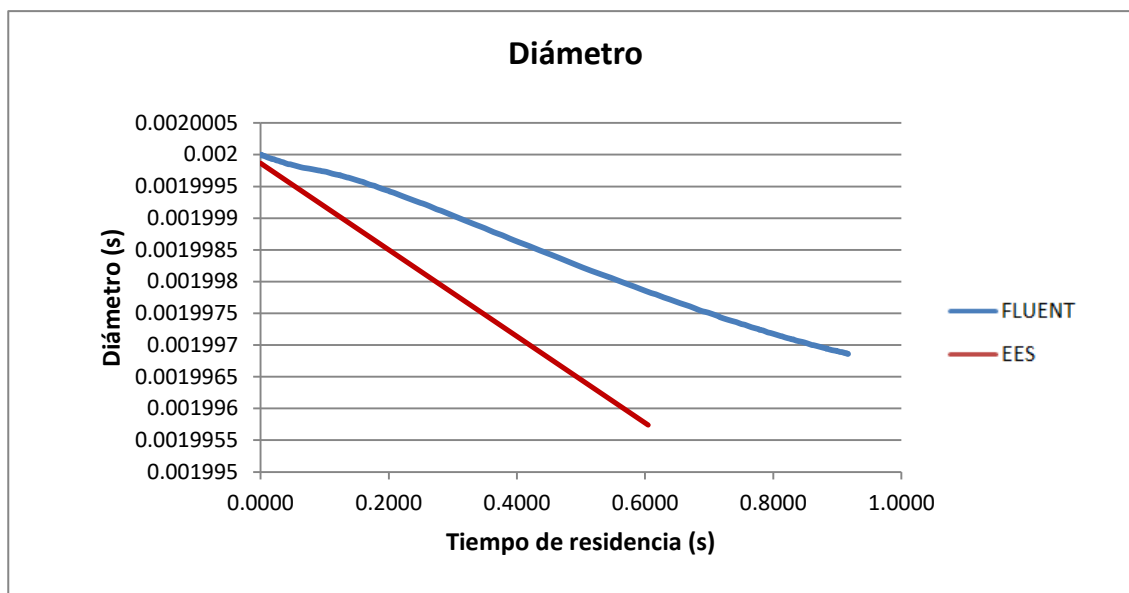


Figura 3-15. Evolución del diámetro obtenido mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.

Si se presta atención a la Figura 3-15, se puede observar como en ambos modelos el diámetro final de la gota es prácticamente el mismo, 0,0013 mm inferior en el caso del modelo de EES, tal y como se calculó en la Tabla 3-1.

La pendiente de las curvas es distinta, más pronunciada en el caso del modelo de ecuaciones, sin embargo esto era de esperar, debido a que si el tiempo empleado por la gota en este recorrido es menor y el valor final es prácticamente el mismo, la pendiente de la curva tiene que ser, necesariamente, mayor.

Otra de las variables objeto de estudio es la masa de la gota de agua. Esta variable está directamente relacionada con la anterior, ya que al tratar a la gota como una esfera se calcula su valor a partir del radio de la misma y de su densidad mediante la siguiente ecuación:

$$m = \frac{4}{3} * \pi * r^2 * \rho_w \quad (3-3)$$

En la siguiente figura se muestra la evolución de la misma. Cabe destacar que, al igual que en el caso anterior, se pretende conservar la mayor cantidad de masa de la gota posible con el objetivo de que pueda volver a ser utilizada en el proceso.

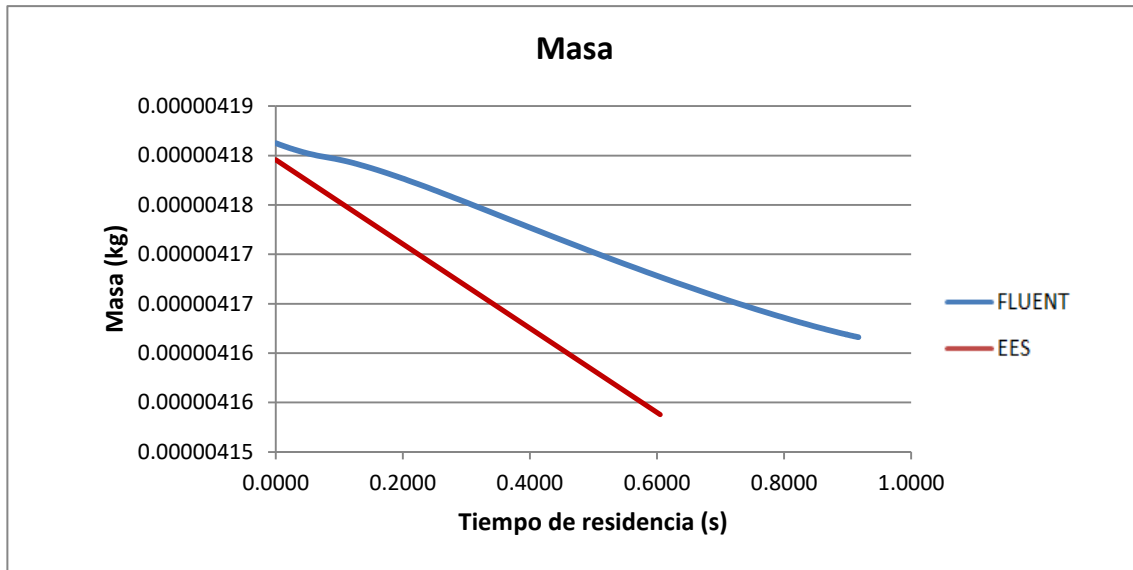


Figura 3-16. Evolución de la masa obtenida mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.

Como era de esperar, el comportamiento de esta variable es prácticamente igual al del diámetro de la gota. Se parte del mismo valor de masa de la gota y se obtiene una masa final prácticamente igual (0,007 mg inferior en el caso del modelo de EES), por tanto la pendiente de la curva de este modelo es más pronunciada.

Por último, se va a analizar la variación de la temperatura de la gota. En cuanto a esta variable, al tratarse de un sistema de refrigeración, lo que se pretende es que la gota alcance la menor temperatura posible, con el objetivo de que aumente así su capacidad de enfriamiento del sistema.

En la siguiente figura se muestra la evolución en el valor de dicha variable.

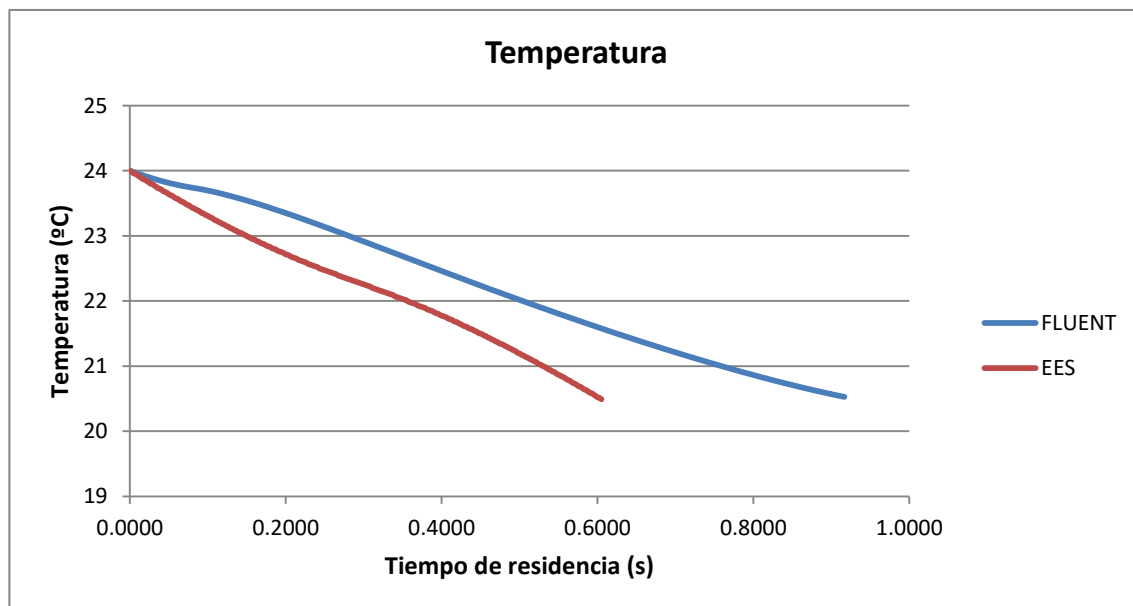


Figura 3-17. Evolución del diámetro obtenido mediante EES y FLUENT para gota de 2 mm de diámetro.

En este caso, el hecho de que la temperatura final alcanzada por el modelo de EES sea 0,037 °C inferior a la alcanzada por FLUENT, a pesar de la mínima diferencia, es beneficioso para el sistema, tal y como se ha explicado anteriormente. De igual modo que como pasaba con las variables anteriores, partir del mismo valor (la temperatura inicial de la gota, que se toma como dato de partida) y terminar en el mismo valor final en



menos tiempo hace que la pendiente de la curva sea mayor. No obstante, se aprecia cómo la variación de este valor para ambos modelos es prácticamente igual.

Por tanto, tras la implementación en el programa EES del conjunto de ecuaciones que en un principio se suponía regían el comportamiento de la gota en su trayecto, se ha confirmado que, efectivamente, el modelo de simulación de FLUENT sigue estas ecuaciones.

Para llegar a esta conclusión ha sido necesario tomar una serie de valores de partida de ciertas variables iguales en ambos modelos, tal y como se indicó al inicio de este punto, pero también ha sido necesario evaluar el comportamiento de otras cuyo modo de cálculo por parte de FLUENT era una incógnita.

Tras analizar estas gráficas y ver la ligera diferencia en el comportamiento de los dos modelos de simulación, el siguiente paso a realizar ha sido el análisis y simulación del modelo de ecuaciones EES cambiando el modo de cálculo de estas variables definidas sin total exactitud.



# 4 CALIBRACIÓN DETALLADA DEL MODELO DE EES

---

*No temas la perfección, nunca la alcanzarás.*

*- Salvador Dalí-*

La falta de una completa exactitud en la calibración entre los modelos de FLUENT y EES, ha llevado al análisis completo del código de este último, verificando uno por uno el valor de todas y cada una de las variables que lo integran. Verificado que los valores de las variables dependientes de las condiciones de contorno se encuentran dentro del rango establecido según las condiciones, se ha centrado la atención en las expresiones sacadas de bibliografía que definen ciertos parámetros.

Dentro del conjunto de variables definidas anteriormente junto con el desarrollo de las ecuaciones del modelo, se encuentran dos de ellas cuyo comportamiento en la simulación de FLUENT no está del todo claro, estas variables son:

- Difusividad másica ( $D_{AB}$ ).
- Coeficiente global de transferencia de masa ( $K_y$ ).

## 4.1 Ajuste de la difusividad másica ( $D_{AB}$ )

Como ya se explicó en su definición, la búsqueda del modo de cálculo de esta variable no arrojó muchos resultados. En su momento, se definió a partir de una serie de datos experimentales disponibles para ciertas temperaturas de operación, temperaturas que iban de los 20 °C a los casi 60 °C. Es por esto que, dado que este rango de temperaturas dista bastante de las que estarán presentes durante el funcionamiento del sistema, se ha obtenido una segunda correlación más apropiada a estas condiciones.

El sistema de refrigeración objeto de estudio trata de enfriar la gota durante la noche, horas en las que la temperatura ambiente suele rondar los 20 °C en verano. Por esta razón, y dado que se define la difusividad másica de la gota en el aire en función de la temperatura exterior, se ha tomado en cuenta la siguiente ecuación (4-1):

$$D_{AB} = 0.000000115 * T_a + 0.0000219 \quad (4-1)$$

Puede comprobarse que en esta nueva expresión, la difusividad másica depende linealmente de la temperatura. En las siguientes comprobaciones y simulaciones que se expongan en el apartado actual, la difusividad másica

será definida de esta nueva forma.

## 4.2 Ajuste del coeficiente global de transferencia de masa ( $K_y$ )

Una de las variables que ya en principio dio más problemas fue el coeficiente de transferencia de masa ( $K_y$ ), al no conocer la forma en la que FLUENT lo trataba y debido a la gran cantidad de correlaciones existentes en la bibliografía para esta variable, totalmente al contrario de lo que ocurría con la difusividad másica.

Tras diversas comprobaciones, se llegó a la conclusión de que esta variable se definía en función de un número adimensional, como es el número de Sherwood (Sh). Sin embargo, los resultados obtenidos con esta definición de la variable nombrada, no terminaban de ajustar completamente el modelo de ecuaciones diferenciales a los resultados proporcionados por FLUENT.

Manejando todos los resultados proporcionados por el programa de simulación de FLUENT para la gota en las condiciones iniciales, definidas exactamente igual en ambos modelos, se obtuvo como resultado una aproximación del valor que podría estar adoptando esta variable.

Por tanto, la calibración del modelo a través de esta variable ha consistido en definirla como una constante, igual al valor obtenido de los resultados de FLUENT. Se ha calibrado el modelo dándole un valor a  $K_y$  de 0,27. Paralelamente, las mismas simulaciones se han realizado con la definición de  $K_y$  a través del número de Sherwood (Sh) para descartar el mejor ajuste del modelo con esta última definición.

Definidas las nuevas expresiones de las variables que se han considerado aportaban mayor incertidumbre al código, lo que se va a comprobar a continuación es la validez de las mismas dentro del modelo, a través de la comparación de los resultados de eficiencia aportados por uno y otro.

Así mismo, se han simulado diferentes casos, los cuales incluyen diferencias en las condiciones de contorno ( $T_a$  y  $Y_{a0}$ ) y en las condiciones iniciales de la gota a la salida de la boquilla ( $T_i$  y  $r_i$ ), con el objetivo de, si los resultados se acercan, poder garantizar la validez del modelo de ecuaciones ante cualquier situación de partida.

En el siguiente apartado se muestran y comentan los análisis realizados así como los resultados obtenidos de cada uno de ellos.

## 4.3 Análisis de resultados

Calibrar consiste en tocar diferentes partes del código en este caso, para así encontrar los valores justos que hagan que los resultados de éste se aproximen lo máximo posible a los obtenidos de la simulación con FLUENT.

Lo que se busca a fin de cuentas en el sistema es determinar la eficiencia de enfriamiento de la gota, por tanto, la comparativa de resultados obtenidos de un modelo y otro se va a centrar, a partir de ahora, en esta variable, que se define como muestra la ecuación (4-2):

$$\eta_{\text{gota}} = \frac{m_f * (T_i - T_w)}{m_i * (T_i - T_{bh})} \quad (4-2)$$

Que depende, como puede observarse de las temperaturas inicial y final de la gota ( $T_i$  y  $T_w$ ), de la temperatura de bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ) y de las masas inicial y final ( $m_i$  y  $m_f$ ).

Cabe destacar que el cálculo de  $m_i$  y  $m_f$  se lleva a cabo mediante su relación con el volumen a través de la densidad:

$$m = \rho_w * \frac{4}{3} * \pi * r^3 \quad (4-3)$$

Variando entre la masa inicial y la final si se utiliza en la expresión anterior el radio inicial o final de la gota, respectivamente.

Hasta el momento, los análisis se han llevado a cabo considerando que la gota, al salir de la boquilla, sube verticalmente hasta una cierta altura y, al alcanzar la velocidad nula, baja hasta que cae en la superficie, similar a un movimiento parabólico. Sin embargo, el movimiento real que realizará la gota en el sistema tendrá un único sentido, hacia abajo, la gota saldrá de la boquilla dispuesta a una determinada altura y únicamente caerá.

La primera diferenciación que se va a hacer por tanto en los análisis, ha sido el hecho de que se simulen ambos casos, el lanzamiento hacia arriba de la gota y la impulsión hacia abajo de la misma.

#### 4.3.1 Lanzamiento hacia arriba de la gota

La gota es lanzada hacia arriba por la boquilla y al alcanzar la altura máxima (o lo que es lo mismo, velocidad nula), cae hasta que llega al punto de partida.

Se han tomado una serie de condiciones iniciales, necesarias para la simulación, iguales en ambos programas (FLUENT y EES), que son las siguientes:

- Radio inicial de la gota a la salida de la boquilla:  $r_i = 0,001$  m.
- Altura máxima alcanzada por la gota:  $H = 0,5$  m.

A parte de estas variables, existen otras cuyo valor es necesario definir. Ir modificando el valor de estos parámetros será el centro de atención de los análisis a realizar pues, en el caso de que los valores de eficiencia de enfriamiento de la gota para todas las condiciones impuestas sean iguales, o muy parecidos en los dos modelos, se podrá concluir que el modelo de ecuaciones diferenciales de EES está definitivamente calibrado.

Las variables a modificar y sus correspondientes valores son las que se muestran a continuación:

- Temperatura inicial de la gota a la salida de la boquilla:  $T_i = 23, 24$  y  $26$  °C.
- Temperatura ambiente:  $T_a = 23,7$  y  $21,2$  °C.
- Humedad absoluta en el ambiente:  $Y_{a0} = 0,008, 0,01$  y  $0,012$ .

Por último, hay que recordar que cada una de las simulaciones se han llevado a cabo tanto para el último valor de  $K_y$  definido ( $K_y = 0,27$ ), como para el valor de  $K_y$  obtenido a través de las correlaciones con el número de Sherwood.

Una vez especificadas todas las posibilidades, se procede a la muestra de los resultados obtenidos.

En primer lugar, se tienen los resultados de las simulaciones en los que la temperatura inicial de la gota a la salida de la boquilla es de  $23$  °C. Fijando este valor y variando el resto se obtienen los resultados de eficiencia en FLUENT y EES (para cada uno de los casos de  $K_y$  comentados), que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4-1. Combinaciones para  $T_i = 23$  °C

	$T_a$ (°C)	$Y_{ai}$	FLUENT	EES $K_y=0,27$	EES $K_y$ variable
CASO1	23.7	0.008	51.3038	51	28.15
CASO2		0.01	53.3172	52.81	29.11
CASO3		0.012	55.1935	54.77	30.07
CASO4	21.2	0.008	52.0658	47.76	27.44
CASO5		0.01	54.2604	48.78	28.31
CASO6		0.012	56.3786	49.41	29.1

Si se representa la eficiencia obtenida por cada uno de los casos en una gráfica, queda de la siguiente forma:

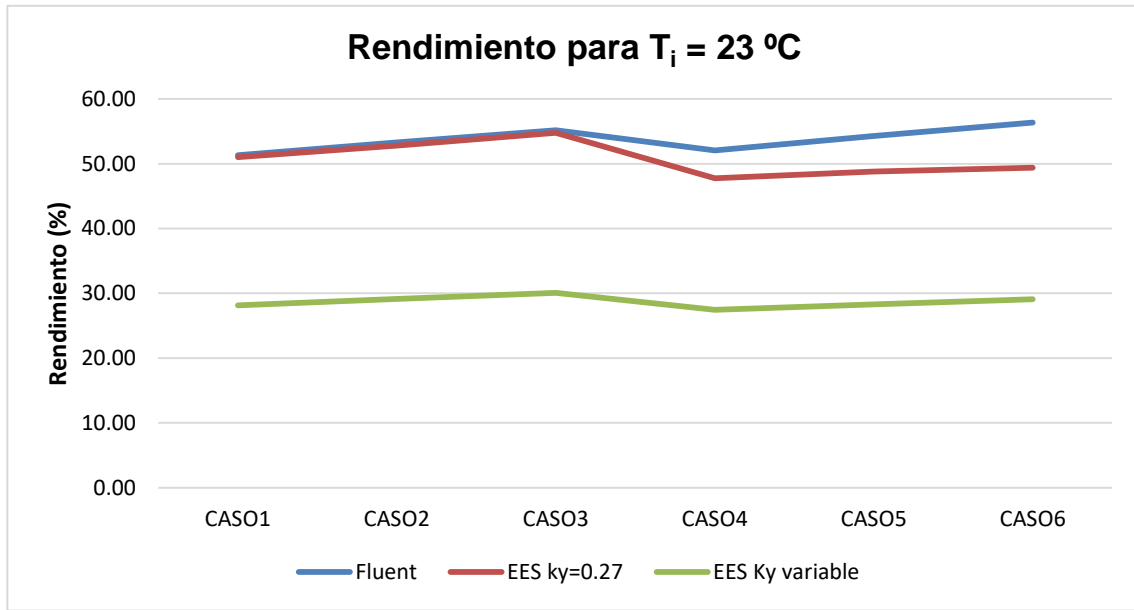


Figura 4-1. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable y  $T_i = 23\text{ °C}$ .

De igual forma, se realiza la simulación de todos los casos posibles con una temperatura inicial de la gota ( $T_i$ ) de  $24\text{ °C}$ , cuyos resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4-2. Combinaciones para  $T_i = 24\text{ °C}$

	$T_a$ (°C)	$Y_{ai}$	FLUENT	EES $K_y=0,27$	EES $K_y$ variable
CASO1	23.7	0.008	51.5630	50.32	28.43
CASO2		0.01	53.5083	51.79	29.36
CASO3		0.012	55.0837	53.17	30.26
CASO4	21.2	0.008	52.7756	47.52	27.77
CASO5		0.01	54.1791	48.44	28.63
CASO6		0.012	56.2740	49.00	29.42

Estos mismos resultados representados gráficamente en la siguiente Figura 4-2:

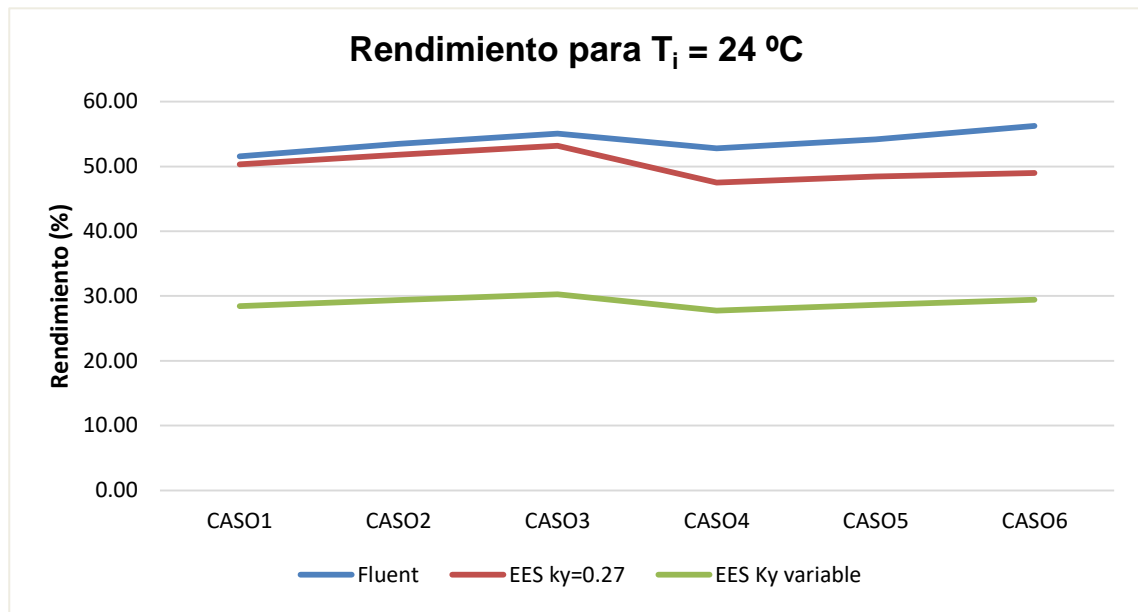


Figura 4-2. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable y  $T_i = 24\text{ °C}$ .

Y por último, cuando la temperatura que se le da a la gota a la salida de la boquilla es de  $26\text{ °C}$ , lo que se obtiene es lo siguiente:

Tabla 4-3. Combinaciones para  $T_i = 26\text{ °C}$

	$T_a$ (°C)	$Y_{ai}$	FLUENT	EES $K_y=0,27$	EES $K_y$ variable
CASO1	23.7	0.008	51.3479	49.71	29.1
CASO2		0.01	53.5209	50.89	30.01
CASO3		0.012	54.9599	51.88	30.87
CASO4	21.2	0.008	52.8257	47.47	28.48
CASO5		0.01	54.7086	48.36	29.35
CASO6		0.012	56.5366	48.95	30.17

Que si se representa gráficamente queda de la siguiente manera:

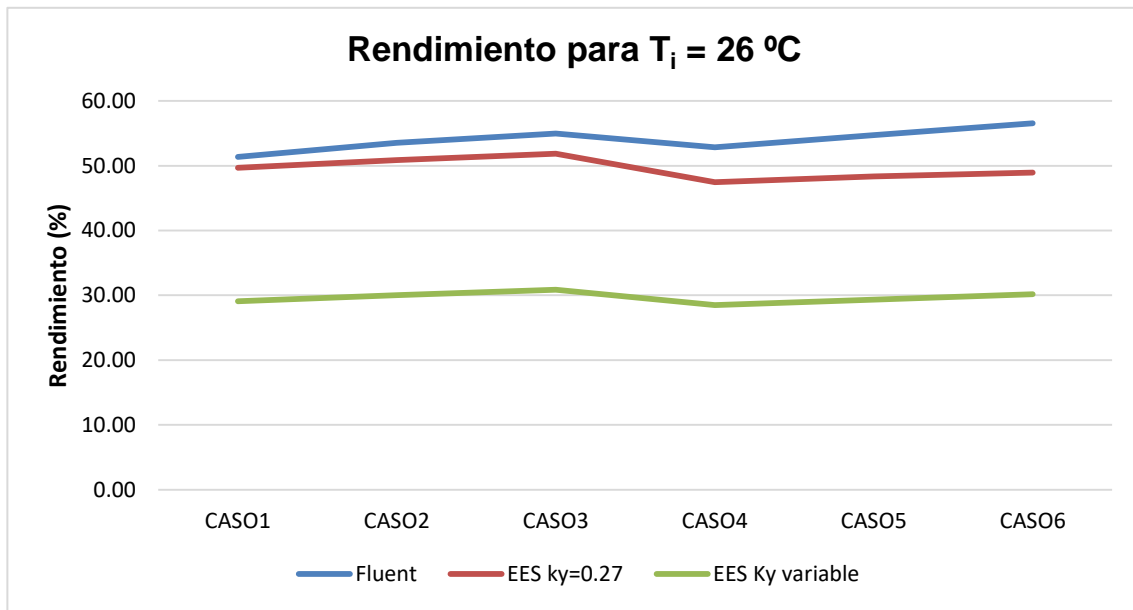


Figura 4-3. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable y  $T_i = 26\text{ °C}$ .

Como ha podido comprobarse en cada una de las gráficas y tablas dispuestas, cuando el código de ecuaciones diferenciales que se implementa en el programa EES se simula con un valor constante de  $K_y$  e igual a 0,27, la eficiencia de enfriamiento de la gota en su trayecto es muy superior a la obtenida cuando se toma  $K_y$  variable con las condiciones a través del número de Sherwood. Por otra parte, además de ser muy superior, los valores de rendimiento son prácticamente iguales a los obtenidos en cada uno de los casos simulados con Fluent.

### 4.3.2 Impulsión hacia debajo de la gota

Cuando en vez de lanzar la gota verticalmente hacia arriba, lo que se hace es impulsarla en dirección contraria, es decir, hacia abajo, aquellas de mayor diámetro no son relevantes en el proceso, sino que la atención y el efecto se centra en gotas de muy pequeño tamaño.

Se van a analizar, en este caso, dos valores de diámetro inicial de gota, que son 0.3 mm y 0.6 mm. De esta manera, también queda verificado si el modelo de ecuaciones sirve para analizar la eficiencia de gota con diámetros distintos. Cabe destacar, que se ha elegido en primer lugar el diámetro de 0.3 mm, puesto que se trata del diámetro con mayor fracción volumétrica en las boquillas que se tratan para los experimentos del sistema, tal y como muestra la siguiente Figura:

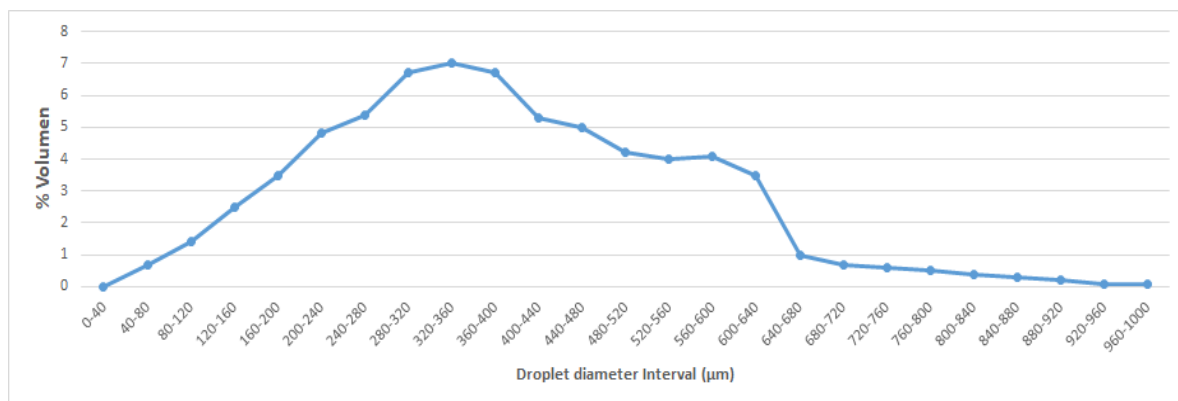


Figura 4-4. Fracción volumétrica de cada diámetro en la boquilla tratada.



La variación del valor del resto de parámetros es la misma que para el caso del movimiento parabólico.

#### 4.3.2.1 Diámetro inicial de la gota 0.3 mm

Para una temperatura inicial de la gota a la salida de la boquilla de 23 °C, los resultados obtenidos por ambos modelos son los que se recogen en la tabla:

Tabla 4-4. Combinaciones para  $d_i = 0.3$  mm y  $T_i = 23$  °C

	Ta (°C)	Yai	FLUENT	EES Ky=0,27	EES Ky variable
CASO1	23.7	0.008	69.83	69.72	95.62
CASO2		0.01	72.31	71.1	96.98
CASO3		0.012	73.89	72.11	98.25
CASO4	21.2	0.008	72.21	73.68	94.24
CASO5		0.01	74.11	76.17	95.32
CASO6		0.012	75.62	79	96.1

Que si se representan gráficamente se ven de la siguiente forma:

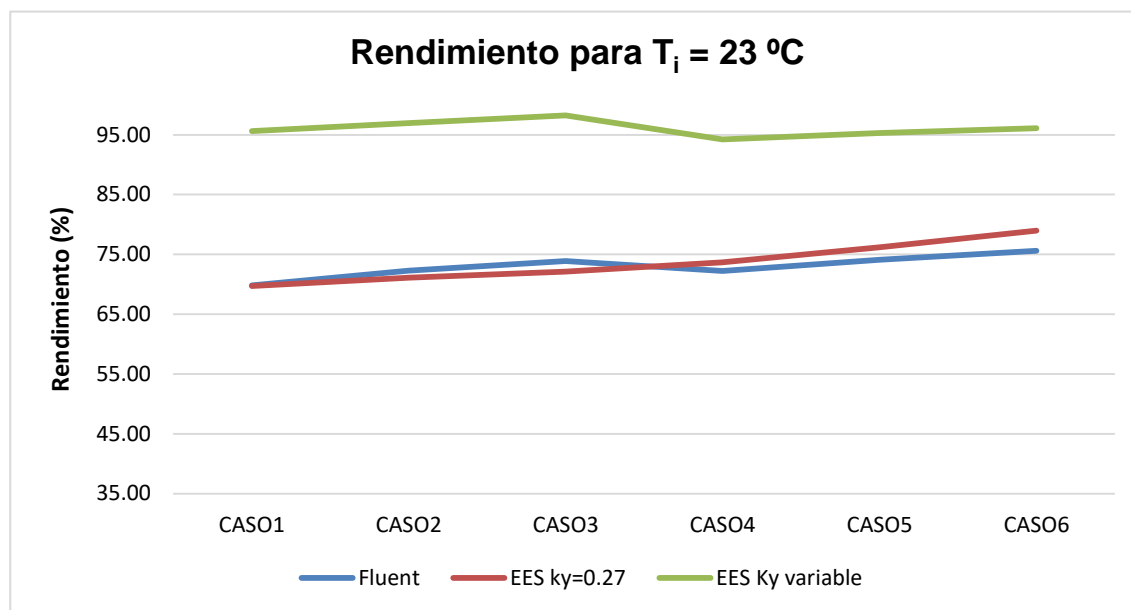


Figura 4-5. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable,  $d_i = 0,3$  mm y  $T_i = 23$  °C.

Si la temperatura de inicio del recorrido de la gota es de 24 °C las eficiencias de enfriamiento de la misma obtenidas de la simulación son las siguientes:

Tabla 4-5. Combinaciones para  $d_i = 0,3 \text{ mm}$  y  $T_i = 24 \text{ °C}$

	Ta (°C)	Yai	FLUENT	EES Ky=0,27	EES Ky variable
CASO1	23.7	0.008	72.11	71.74	95.13
CASO2		0.01	74.41	73.58	96.34
CASO3		0.012	76.10	75.39	97.38
CASO4	21.2	0.008	73.26	75.01	93.93
CASO5		0.01	76.89	77.62	94.96
CASO6		0.012	78.54	80.54	95.70

Las cuales representadas en una gráfica adquieren la siguiente forma:

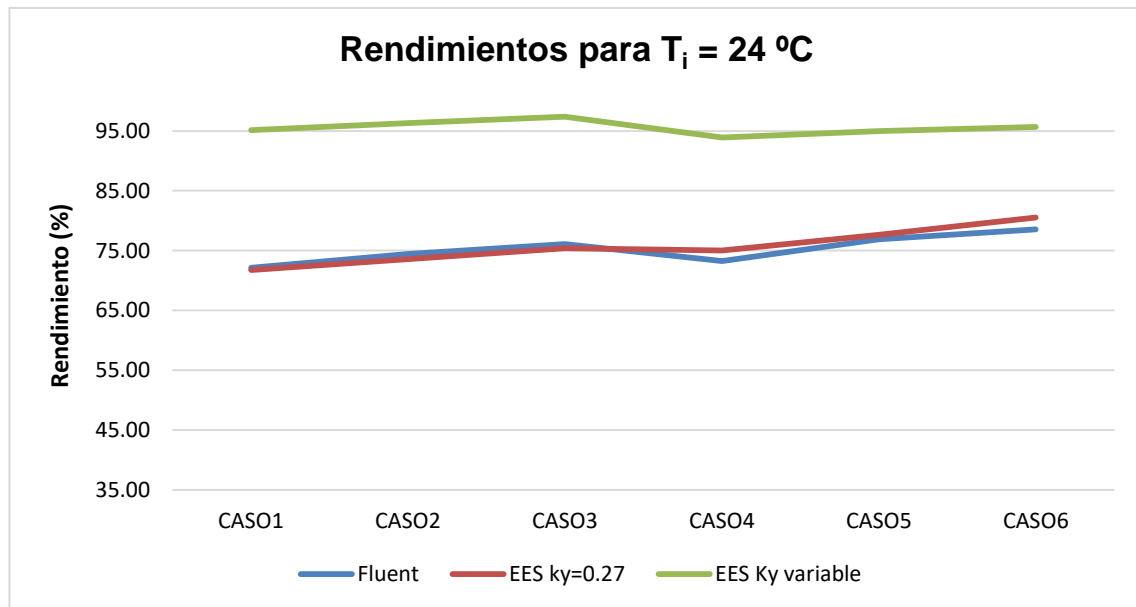


Figura 4-6. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable,  $d_i = 0,3 \text{ mm}$  y  $T_i = 24 \text{ °C}$ .

Y por último, dentro de los casos simulados con diámetro inicial de la gota de 0,3 mm, está la opción de que la temperatura de inicio del recorrido de la misma sea de 26 °C, en cuyo caso se obtienen los siguientes rendimientos:

Tabla 4-6. Combinaciones para  $d_i = 0,3 \text{ mm}$  y  $T_i = 26 \text{ °C}$

	Ta (°C)	Yai	FLUENT	EES Ky=0,27	EES Ky variable
CASO1	23.7	0.008	75.210	74.64	94.45
CASO2		0.01	76.970	76.85	95.51
CASO3		0.012	78.110	79.16	96.37
CASO4	21.2	0.008	76.250	77.02	93.48
CASO5		0.01	78.680	79.65	94.46
CASO6		0.012	80.210	82.48	95.2

Si se muestran gráficamente estos resultados:

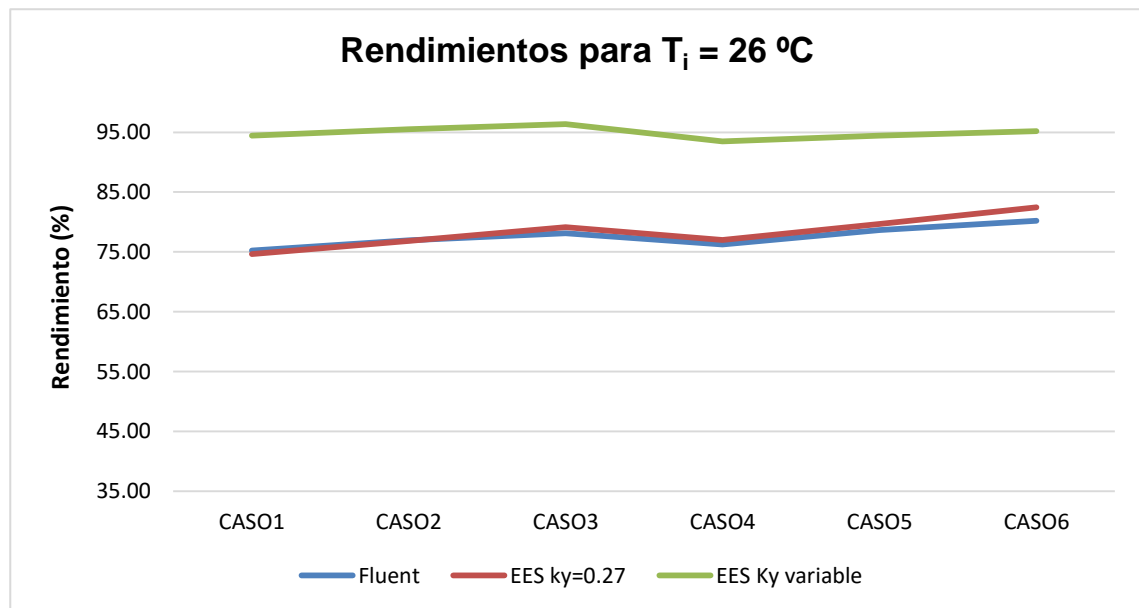


Figura 4-7. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable,  $d_i = 0,3 \text{ mm}$  y  $T_i = 26 \text{ °C}$ .

Con esta última gráfica concluye el análisis realizado para la caída vertical cuando el diámetro con el que sale la gota de la boquilla es de 0,3 mm.

Como se ha podido comprobar, los rendimientos obtenidos son bastante altos, sobre 75 %, superiores en gran medida a los que se han obtenido simulando un movimiento parabólico de la gota (lanzamiento hacia arriba). Además, como también se concluyó para ese otro tipo de movimiento, los rendimientos obtenidos de la simulación con  $K_y$  constante e igual a 0,27 (valor deducido de los resultados de FLUENT) son mucho más parecidos a los que se derivan de la simulación con FLUENT. De hecho, cuando se toma  $K_y$  como variable, las eficiencias obtenidas son muy elevadas en este caso, al contrario de lo que sucedía en el movimiento parabólico, donde se quedaban en todos los casos bastante por debajo.

#### 4.3.2.2 Diámetro inicial de la gota 0,6 mm

Para este diámetro de inicio de la gota, se van a tratar de igual forma todos y cada uno de los casos que se han simulado en las situaciones anteriores.

En primer lugar, para una temperatura de inicio del recorrido de la gota de 23 °C, las eficiencias resultantes son las siguientes:

Tabla 4-7. Combinaciones para  $d_i = 0,6$  mm y  $T_i = 23$  °C

	Ta (°C)	Yai	FLUENT	EES $K_y=0,27$	EES $K_y$ variable
CASO1	23.7	0.008	51.79	51.12	61.71
CASO2		0.01	53.66	52.62	63.54
CASO3		0.012	55.17	54.02	65.34
CASO4	21.2	0.008	53.07	51.49	60.3
CASO5		0.01	54.22	53.19	61.92
CASO6		0.012	56.61	54.92	63.38

Representadas de forma gráfica se vería tal y como muestra la siguiente figura:

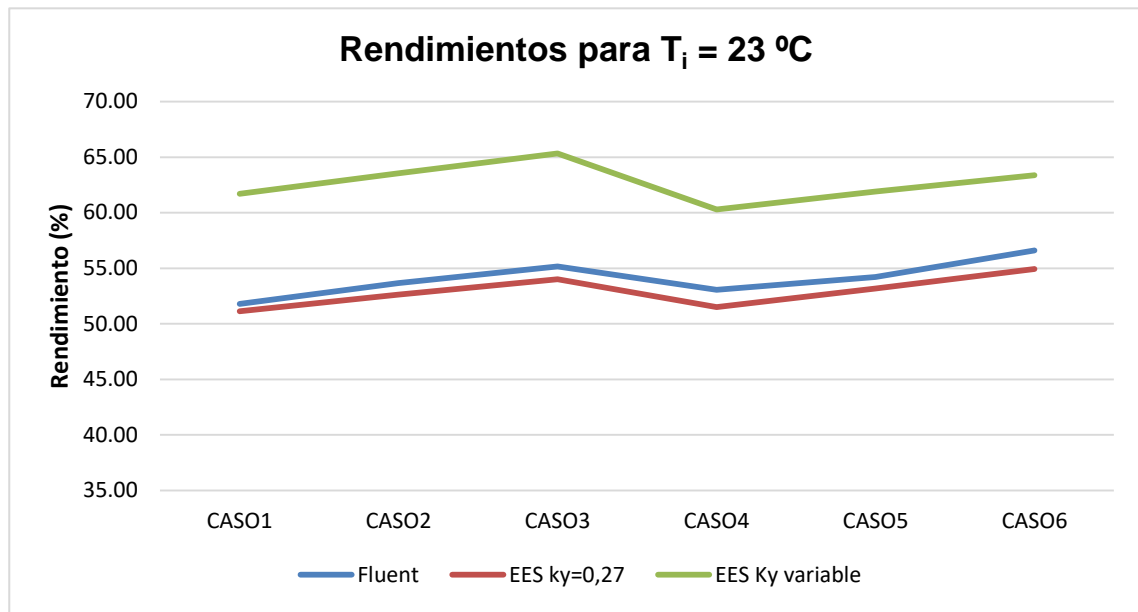


Figura 4-8. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable,  $d_i = 0,6 \text{ mm}$  y  $T_i = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Si en vez de  $23 \text{ }^\circ\text{C}$ , la temperatura inicial de la gota se toma de  $24 \text{ }^\circ\text{C}$ , los resultados son los siguientes:

Tabla 4-8. Combinaciones para  $d_i = 0,6 \text{ mm}$  y  $T_i = 24 \text{ }^\circ\text{C}$

	Ta ( $^\circ\text{C}$ )	Yai	FLUENT	EES $K_y=0,27$	EES $K_y$ variable
CASO1	23.7	0.008	53.41	51.91	61.86
CASO2		0.01	55.07	53.5	63.59
CASO3		0.012	56.11	55.06	65.24
CASO4	21.2	0.008	54.23	52.14	60.55
CASO5		0.01	55.99	53.87	62.14
CASO6		0.012	57.31	55.62	63.57

Los cuales se pueden comparar más fácilmente a través de la siguiente representación gráfica:

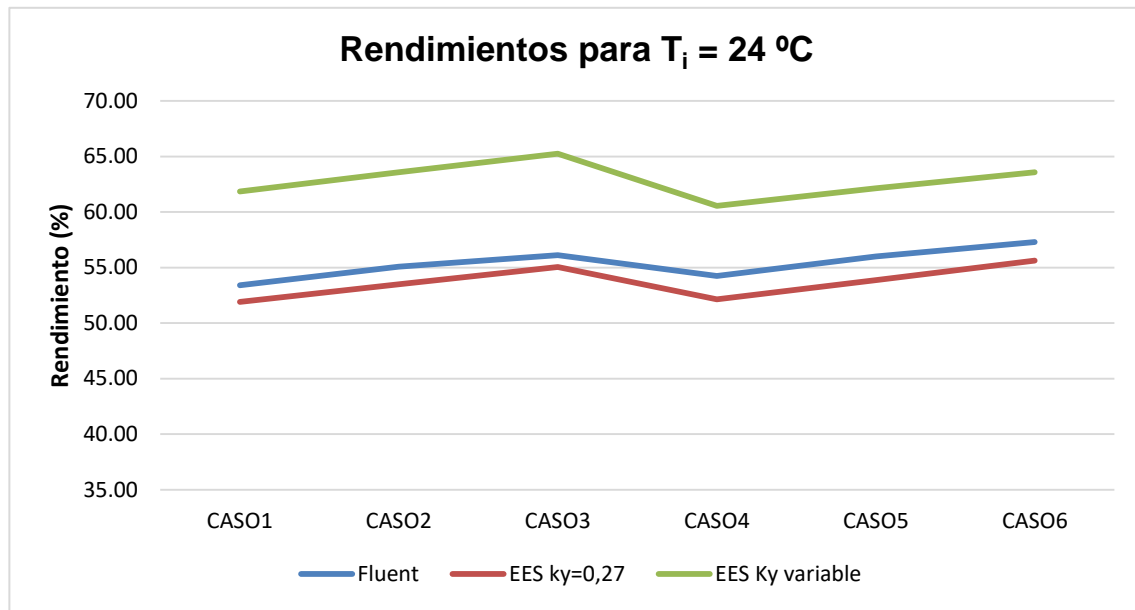


Figura 4-9. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable,  $d_i = 0,6\text{ mm}$  y  $T_i = 24\text{ °C}$ .

En último lugar, cuando la temperatura inicial de la gota es de  $26\text{ °C}$ , se obtienen los siguientes valores de eficiencia:

Tabla 4-9. Combinaciones para  $d_i = 0,6\text{ mm}$  y  $T_i = 26\text{ °C}$

	$T_a$ (°C)	$Y_{ai}$	FLUENT	EES $K_y=0,27$	EES $K_y$ variable
CASO1	23.7	0.008	54.63	53.29	62.32
CASO2		0.01	55.11	54.95	63.96
CASO3		0.012	57.23	56.61	65.49
CASO4	21.2	0.008	55.11	53.32	61.14
CASO5		0.01	56.75	55.07	62.71
CASO6		0.012	58.21	56.82	64.14

Estos valores se diferencian en la siguiente Figura:

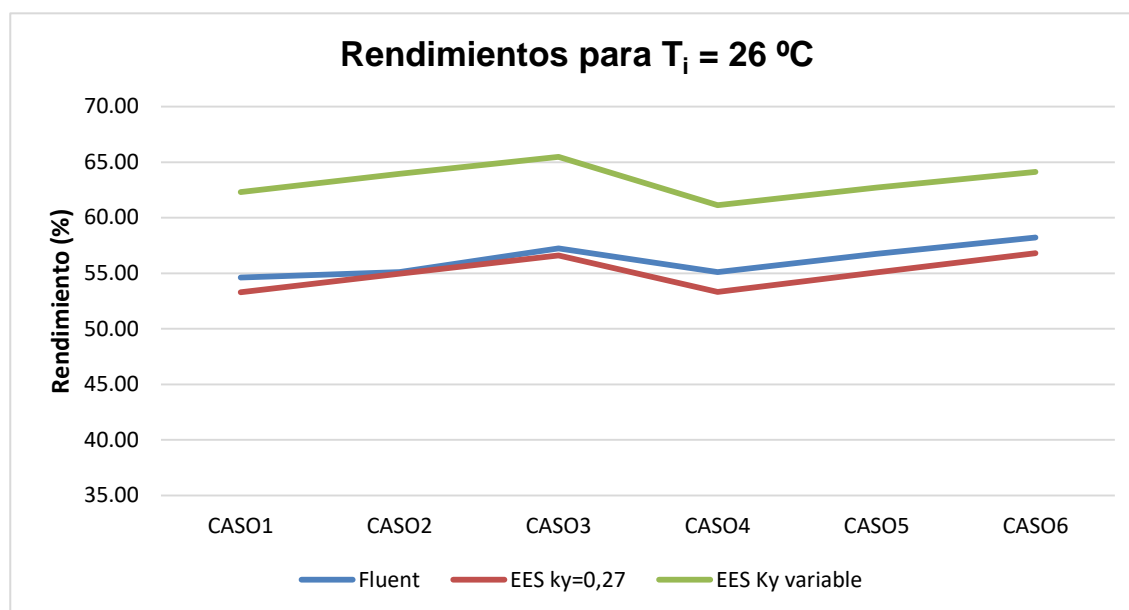


Figura 4-10. Comparación evolución del rendimiento para FLUENT y EES con  $K_y$  constante y variable,  $d_i = 0,6 \text{ mm}$  y  $T_i = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ .

De igual modo que en las tandas de simulaciones anteriores, el hecho de tomar  $K_y$  variable en función de las condiciones de contorno, aleja los resultados de la simulación con el modelos de ecuaciones diferenciales de EES de los obtenidos a través de FLUENT.

Por otra parte, las eficiencias resultantes de la simulación con EES y  $K_y$  igual a 0,27 siguen siendo muy parecidas a las que proporciona la simulación con FLUENT, por lo que por ese lado, el modelo se podría decir que está calibrado.

Por último, hay que destacar, que igual que en el apartado anterior, con caída vertical y diámetro de la gota de 0,3 mm, se denotó que la eficiencia de la gota había subido bastante con respecto al movimiento parabólico (de un 50% a un 75% aproximadamente), en este caso, al tratar un diámetro inicial de la gota de 0,6 mm, el rendimiento de la misma vuelve a bajar, situándose en valores más próximos a los obtenidos con el movimiento parabólico.

Es importante deducir por tanto, que la eficiencia de enfriamiento de la gota está fuertemente asociada al tamaño inicial de la misma. De esta forma, gotas con diámetros iniciales mayores dispondrán de menos capacidad de refrigeración que gotas que parten de un tamaño a la salida de la boquilla inferior.

Realizada la calibración del programa, queda totalmente definido el código que simula el comportamiento de la boquilla, el cual se expone, ya completo, en el Anexo I.





# 5 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

---

*No dejaremos de explorar y al final de nuestra  
búsqueda llegaremos a donde empezamos y  
conoceremos por primera vez el lugar.*

*- Thomas Stearns Eliot-*

Conseguido el correcto funcionamiento del código cuando se implementan los datos pertenecientes a una boquilla completa, se realiza un análisis de sensibilidad con el objetivo de conocer la variación de la eficiencia de la boquilla en función de determinados datos de entrada que resultan de interés.

En primer lugar se van a exponer aquellas variables que se han cuyo estudio se ha considerado necesario para encontrar la fórmula idónea que defina el rendimiento global del surtidor. A continuación se enumeran cada una de ellas:

1. Temperatura del aire ( $T_a$ ), en grados centígrados ( $^{\circ}\text{C}$ ). Esta temperatura es de especial interés, pues se puede presuponer que a medida que aumente su valor, el rendimiento del sistema se verá reducido, pero lo que no se conoce es la relación con la que esta variación tiene lugar. Esto se debe a que cuando el entorno está más caliente, el enfriamiento del agua tiene un margen menor, es decir, las gotas no podrán alcanzar una temperatura tan baja como la que alcanzarían en el caso en el que la temperatura ambiente fuese menor.

Para estudiar la influencia de esta variable en el rendimiento de la boquilla se le va a dar cuatro valores distintos. Estos valores tomados son 18, 20, 22 y 24  $^{\circ}\text{C}$ . Se han tomado estas cifras debido a que son temperaturas ambientes nocturnas normales en régimen de verano en Sevilla, que son las condiciones en las que se va a hacer uso del sistema.

2. Humedad absoluta en el ambiente ( $Y_{ai}$ ). A medida que aumenta la humedad en el ambiente, el aire está más cargado de agua, esto quiere decir que las gotas impulsadas por la boquilla tienen la opción de reducir en mayor medida su temperatura y por tanto, aumentar la eficiencia del sistema de impulsión (boquilla), debido a que la temperatura final de las gotas se ve reducida.

Con la variación de este parámetro, se podrá obtener qué relación de dependencia mantiene con la eficiencia global de la boquilla. El estudio se ha llevado a cabo tomando cuatro valores diferentes de humedad absoluta, que son 8, 10, 12 y 14 gramos de agua por kilogramo de aire.

3. Temperatura inicial a la que son lanzadas las gotas ( $T_i$ ). Como ya se ha explicado con anterioridad, la eficiencia se encuentra directamente relacionada con el salto de temperatura experimentado por las gotas de agua impulsadas. A medida que aumente el salto de temperatura, la eficiencia de

enfriamiento de la gota se verá incrementada y con ella la eficiencia del tramo y por último de la boquilla.

Por tanto, incrementar la temperatura con la que se impulsan las gotas beneficia al rendimiento del sistema, pues provoca un aumento de este salto de temperatura. Los valores de temperatura con los que se va a llevar a cabo el análisis de sensibilidad son de 20, 22 y 24 °C.

4. Radio inicial de la gota ( $r_i$ ). Como ya se vio en su momento cuando se analizó el comportamiento de la gota aislada, al impulsar de gotas de menores diámetros, la eficiencia de enfriamiento obtenida se veía mejorada. Esto se debe a que reducir el diámetro supone que para un mismo caudal existe mayor número de gotas y por tanto mayor área de transferencia. Al contar el jet con mayor superficie de contacto disponible para enfriar, el enfriamiento del caudal de agua es mayor.

Como valores de radio inicial de las gotas se han tomado 0.4, 0.3, 0.2 y 0.1 mm.

5. Altura a la que se dispone la boquilla (H). Como ya se comentó, la altura no es una variable que se encuentre directamente explícita en el modelo de ecuaciones que rige el sistema, sino que está relacionada con la velocidad de las gotas.

No obstante, es lógico pensar que a medida que la altura a la que se coloca la boquilla aumenta, las gotas disponen de mayor recorrido y por tanto de mayor tiempo para enfriarse. Por esto, se puede suponer que a mayor altura mayor será la eficiencia de la boquilla.

Se va a variar la altura entre cuatro valores, 0.25, 0.5, 0.75 y 1 m, con el objetivo de poder, como en el resto de los casos, conocer cuál es la relación de dependencia existente entre esta variable y la eficiencia global del surtidor.

Definidas las cinco variables de interés para llevar a cabo el análisis de sensibilidad, es necesario también especificar que la simulación de cada uno de los casos se va a realizar tomando el tiro hacia abajo, que es el que realmente se dispondrá en la aplicación a la que está destinada la boquilla. En concreto, en los casos específicos que se han simulado en el programa se ha tomado un valor del ángulo de impulsión de 170°, que sería una disposición de la boquilla como se ve en la siguiente imagen:

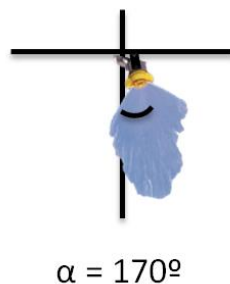


Figura 5-1. Disposición de la boquilla simulada.

Para obtener los resultados del análisis, se han considerado un número de combinaciones fijo. Cada vez que se iba variando el valor de un parámetro, el valor del resto se fijaba en su valor de referencia. Los valores de referencia tomados para cada una de las variables que se han detallado son los siguientes:

- Temperatura del aire:  $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Humedad absoluta:  $Y_{ai} = 10 \text{ g agua/kg aire}$ .
- Temperatura inicial gota:  $T_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Radio inicial gota:  $r_i = 0.3 \text{ mm}$ .
- Altura disposición boquilla:  $H = 0.5 \text{ m}$ .

De esta manera, se empieza por ejemplo variando el valor de la temperatura de aire ( $T_a$ ) y se realizan cuatro simulaciones distintas, una por cada valor de temperatura diferente, manteniendo la humedad absoluta, temperatura inicial de la gota, radio inicial de la gota y altura de disposición de la boquilla cada una en su valor de referencia. Por tanto, siguiendo este patrón, y teniendo en cuenta el número de valores distintos que se le da a cada variable, se obtienen un total de 19 combinaciones posibles.

A continuación se va a mostrar el análisis de sensibilidad realizado para cada una de las variables por separado.

### 5.1 Temperatura del aire ( $T_a$ )

Para los cuatro valores diferentes de temperature objeto de estudio, y manteniendo el resto de variables en su valor de referencia, los resultados en cuanto a eficiencia se refiere obtenidos son los que se muestran en la Tabla 5-1:

Tabla 5-1. Influencia de  $T_a$  en la  $\eta_{boquilla}$

CASOS	$T_a$ (°C)				$\eta_{boquilla}$
	18	20	22	24	
1	X				0.5712
2		X			0.5674
3			X		0.5606
4				X	0.5493

A través de esta variación definitiva de la temperatura queda claro que, tal y como se presupuso, contar con una temperature ambiente menor supone un aumento de la eficiencia de enfriamiento de la gota.

Esta variación de la eficiencia con la temperatura ambiente se muestra gráficamente en la Figura 5-2:

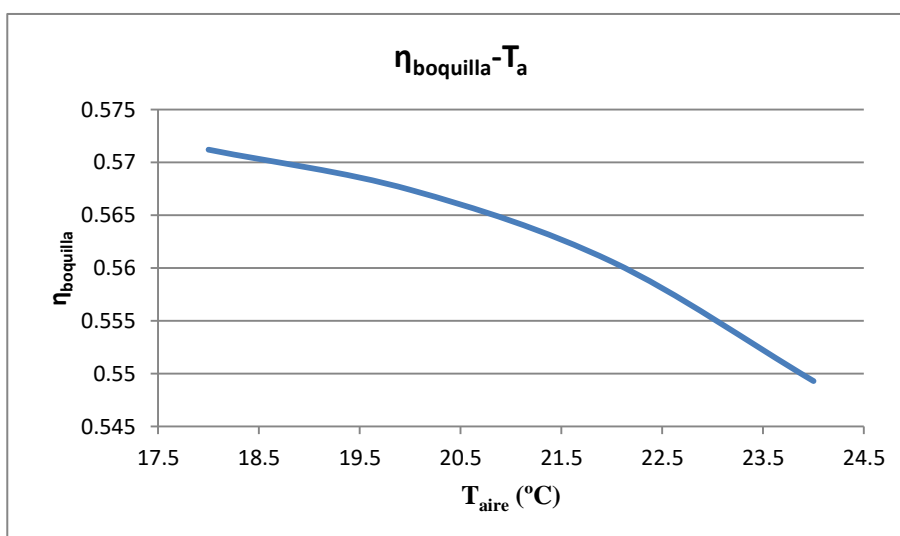


Figura 5-2. Variación de  $\eta_{boquilla}$  con  $T_a$ .

Se comprueba cómo una reducción de la temperatura ambiente ( $T_a$ ) puede suponer una ganancia de cerca del 2 % de rendimiento de refrigeración.

## 5.2 Humedad absoluta en el ambiente ( $Y_{ai}$ ).

Para el caso de la modificación de la humedad absoluta, los resultados obtenidos al darle a esta variable los cuatro valores anteriormente comentados se muestran en la Tabla 5-2:

Tabla 5-2. Influencia de  $Y_{ai}$  en la  $\eta_{boquilla}$

CASOS	$Y_{ai}$ (g agua/kg aire)				$\eta_{boquilla}$
	8	10	12	14	
5	X				0.5486
6		X			0.5674
7			X		0.5871
8				X	0.6097

Como ya se comentó, mayor humedad en el ambiente, es decir, mayor cantidad de agua por unidad de aire, daría a las gotas la oportunidad de ver reducida su temperatura en mayor proporción, tal y como ha quedado numéricamente comprobado en la table anterior.

Si se representan gráficamente estos resultados se obtiene la Figura 5-3, que se muestra a continuación:

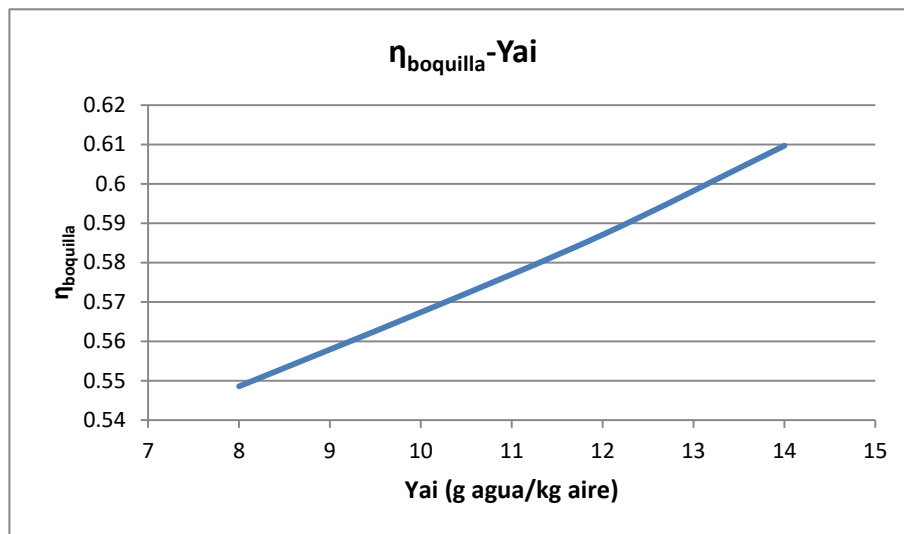


Figura 5-3. Variación de  $\eta_{boquilla}$  con  $Y_{ai}$ .

En este caso, pasar de 8 a 14 gramos de agua por cada kilogramo de aire, hace que la eficiencia de enfriamiento del sistema se vea incrementada en casi un 6%. Además, esta relación de la eficiencia y la humedad absoluta en el ambiente es prácticamente lineal, como puede comprobarse en la Figura 5-3, de tal manera que cada gramo de agua adicional que se tenga por kilogramo de aire supone aproximadamente un aumento de la eficiencia de un 1 %.

## 5.3 Temperatura inicial a la que son lanzadas las gotas ( $T_i$ ).

La temperatura inicial con la que parten las gotas al salir del surtidor, permite que el margen de enfriamiento (increment de temperatura) de las mismas sea mayor o menor. Para esta variable se han tomado tres valores tipo diferentes, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 5-3. Influencia de  $T_i$  en la  $\eta_{boquilla}$

CASOS	$T_i$ (°C)			$\eta_{boquilla}$
	20	22	24	
9	X			0.5484
10		X		0.5674
11			X	0.5809

Efectivamente, al aumentar la temperatura de la que parten las gotas, la eficiencia de enfriamiento de las mismas se incrementa consiguiéndose, con temperaturas de 24 °C, rendimientos de hasta más de un 58 %.

La representación de la dependencia del rendimiento de la boquilla con esta variable se muestra en la Figura 5-4:

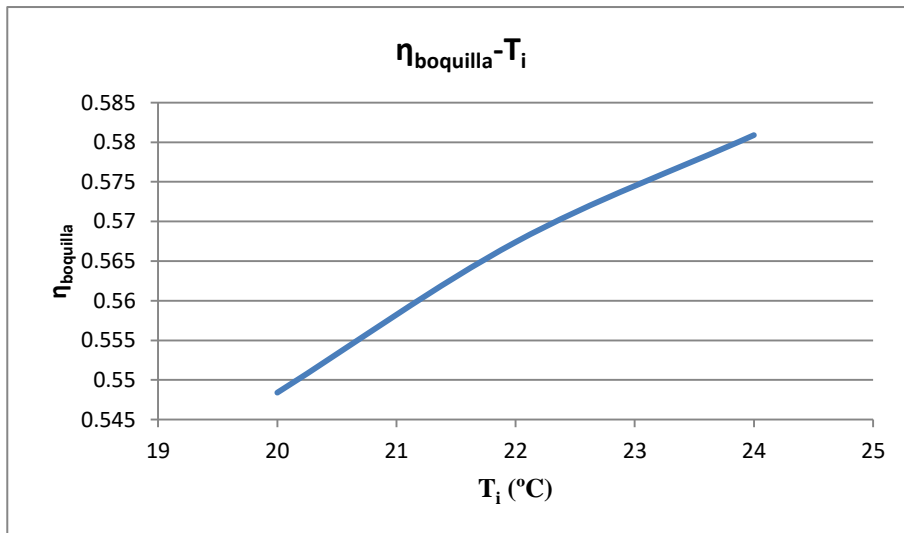


Figura 5-4. Variación de  $\eta_{boquilla}$  con  $T_i$ .

Puede observarse como se da una dependencia prácticamente lineal de una variable con la otra, a medida que aumenta la temperatura con la que las gotas de agua son impulsadas, la eficiencia de enfriamiento de las mismas también lo hace.

#### 5.4 Radio inicial de la gota ( $r_i$ ).

Las gotas impulsadas por el surtidor pueden ser de tamaños enormemente diferentes, y también será grande la diferencia entre los rangos de tamaños de gota impulsados por los diferentes tipos de surtidores.

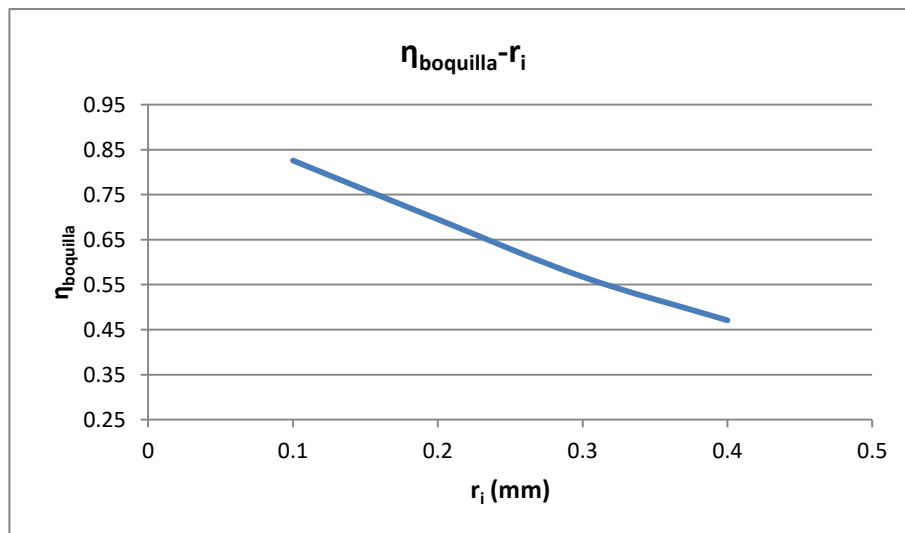
La eficiencia de enfriamiento de las gotas en relación al radio inicial con el que son lanzadas queda patente en la Tabla 5-4.

Tabla 5-4. Influencia de  $r_i$  en la  $\eta_{boquilla}$ 

CASOS	$r_i$ (mm)				$\eta_{boquilla}$
	0,4	0,3	0,2	0,1	
12	X				0.4708
13		X			0.5674
14			X		0.6952
15				X	0.8258

Como ya se explicó, era evidente antes de realizar las simulaciones y completar la tabla, que al disminuir el tamaño, la superficie de la gota en contacto con el aire aumenta, teniendo posibilidad de alcanzar temperaturas finales inferiores (mayor enfriamiento de la gota).

La evolución de la eficiencia con el diámetro se muestra en la Figura 5-5.

Figura 5-5. Variación de  $\eta_{boquilla}$  con  $r_i$ .

Al igual que ocurría en el caso anterior, con  $T_i$ , la relación de dependencia no es exactamente lineal pero se aproxima bastante.

En el caso de esta variable, como se ha podido comprobar tanto con los resultados recogidos en la Tabla 5-4, como con la representación gráfica de la Figura 5-5, la dependencia de la eficiencia de enfriamiento de la gota con el radio es muy fuerte. Tanto es así, que reducir el radio de las gotas en únicamente 0,3 mm hace que el valor de la eficiencia prácticamente se duplique. Con un radio de 0,1 mm se alcanza un rendimiento de mass del 82 %.

## 5.5 Altura a la que se dispone la boquilla (H).

La altura a la que se coloca la boquilla es otra de las variables objeto del análisis de sensibilidad desarrollado.

Los valores de altura elegidos para llevar a cabo el estudio junto con los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas con cada uno de ellos se muestran en la Tabla 5-5.

Tabla 5-5. Influencia de H en la  $\eta_{boquilla}$

CASOS	H (m)				$\eta_{boquilla}$
	0,25	0,5	0,75	1	
16	X				0.4567
17		X			0.5674
18			X		0.6848
19				X	0.761

Mayores Alturas, como ya se había intuido, proporcionan a la gota un mayor recorrido para poder reducir su temperature. Esto quiere decir, que tal y como se recoge en la tabla anterior, al aumentar la altura a la que se coloca la boquilla la eficiencia de enfriamiento aumenta también.

Al representar en una gráfica la dependencia de estas dos variables se obtiene lo que se muestra en la Figura 5-6:

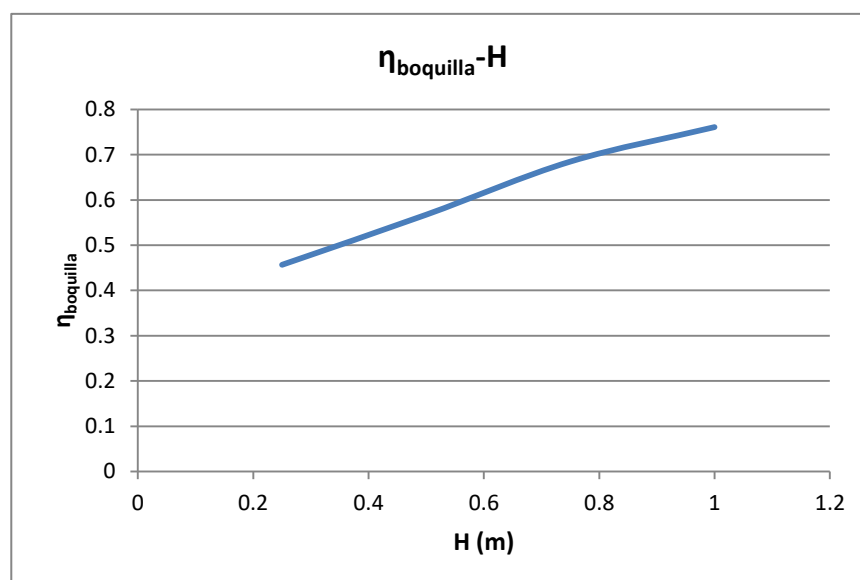


Figura 5-6. Variación de  $\eta_{boquilla}$  con H.

Los valores entre los que se ha variado este parámetro permiten deducir que aproximadamente cada 0,5 m de altura adicional a la que se coloque el surtidor supone un aumento del 20 % de la eficiencia de enfriamiento de las gotas de agua que salen de la boquilla.

Tras llevar a cabo el análisis de sensibilidad de cada una de las variables por separado se comprueba que, existen dos de ellas cuya variación afecta claramente al valor de eficiencia obtenido, y estas dos son el radio inicial de la gota ( $r_i$ ) y la altura a la que se dispone la boquilla en el sistema (H). Sin embargo, el resto de parámetros analizados ( $T_a$ ,  $Y_{ai}$  y  $T_i$ ), tienen muy poca influencia sobre el resultado de rendimiento calculado.

## 5.6 Comprobación del análisis mediante estimación lineal.

Con el objetivo de comprobar que el análisis de sensibilidad llevado a cabo en los apartados anteriores para cada una de las variables elegidas por separado es correcto, se va a proceder a la realización de una estimación lineal de la fórmula de la eficiencia de la boquilla a partir del valor de estas variables con la ayuda de la Hoja de cálculo de Microsoft Excel.

Para llevar a cabo la estimación lineal se ha dispuesto de una tabla en la que se han ordenado por fila, cada uno de los casos con los valores de cada variable objeto del análisis para los que se ha calculado. En la última columna se ha recogido el valor de la eficiencia obtenida tras simular cada caso con el modelo de EES ( $\eta_{\text{boquilla}}$ ).

Con la herramienta de estimación lineal de Excel, se han calculado los coeficientes por los que hay que multiplicar cada una de las variables más el término independiente, lo cuales se recogen en la Tabla 5-6.

Tabla 5-6. Coeficientes obrtenidos de la estimación lineal

H (m)	$r_i$ (mm)	$T_i$ (°C)	Yai (g agua/kg aire)	$T_a$ (°C)	T. independiente
0.407840816	-1.22944	0.008125	0.009963	-0.00419	0.539593

Efectivamente, los signos positivos y negativos de los coeficientes concuerdan con el análisis de sensibilidad realizado anteriormente:

- La eficiencia de enfriamiento de las gotas crece con H,  $T_i$  e Yai (signo positivo)
- La eficiencia de enfriamiento de las gotas decrece con  $r_i$  y  $T_a$  (signo negativo).

La formula final de la eficiencia de enfriamiento de la gota obtenida mediante la estimación lineal es la que se muestra a continuación:

$$\eta_{e.l.} = 0.407840816 * H - 1.22944 * r_i + 0.008125 * T_i + 0.009963 * Yai - 0.00419 * T_a + 0.539593 \quad (5-1)$$

Los resultados obtenidos de aplicar esta fórmula a cada uno de los casos que se están tratando a lo largo de todo el análisis de sensibilidad se recogen en la última columna de la tabla mencionada anteriormente, la cual, ahora con todas las columnas completas se recoge en la Tabla 5-7.



Tabla 5-7.  $\eta_{\text{boquilla}}$  y  $\eta_{\text{e.l.}}$  para cada caso

CASOS	$T_a$ (°C)	$Y_{ai}$	$T_i$ (°C)	$r_i$ (mm)	H (m)	$\eta_{\text{boquilla}}$	$\eta_{\text{e.l.}}$
1	18	10	22	0.3	0.5	0.5712	0.577559184
2	20	10	22	0.3	0.5	0.5674	0.569169388
3	22	10	22	0.3	0.5	0.5606	0.560779592
4	24	10	22	0.3	0.5	0.5493	0.552389796
5	20	8	22	0.3	0.5	0.5486	0.549242517
6	20	10	22	0.3	0.5	0.5674	0.569169388
7	20	12	22	0.3	0.5	0.5871	0.589096259
8	20	14	22	0.3	0.5	0.6097	0.609023129
9	20	10	20	0.3	0.5	0.5484	0.552919388
10	20	10	22	0.3	0.5	0.5674	0.569169388
11	20	10	24	0.3	0.5	0.5809	0.585419388
12	20	10	22	0.4	0.5	0.4708	0.44622585
13	20	10	22	0.3	0.5	0.5674	0.569169388
14	20	10	22	0.2	0.5	0.6952	0.692112925
15	20	10	22	0.1	0.5	0.8258	0.815056463
16	20	10	22	0.3	0.25	0.4567	0.467209184
17	20	10	22	0.3	0.5	0.5674	0.569169388
18	20	10	22	0.3	0.75	0.6848	0.671129592
19	20	10	22	0.3	1	0.761	0.773089796

Con el objetivo de poder mostrar más fácilmente la similitud que existe entre las eficiencias obtenidas por medio del EES ( $\eta_{\text{boquilla}}$ ) y mediante la estimación lineal ( $\eta_{\text{e.l.}}$ ), se representan ambos valores para cada caso en la Figura 5-7.

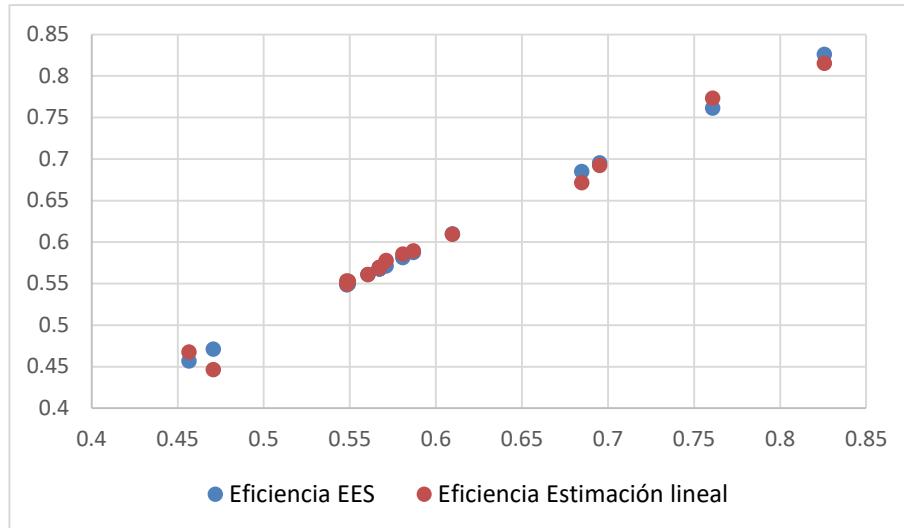


Figura 5-7. Comparación eficiencias EES y Estimación Lineal.

Queda por tanto comprobado, tanto numérica como gráficamente, que el análisis de sensibilidad llevado a cabo para las cinco variables seleccionadas es correcto, corroborándose entonces la influencia que cada una de ellas tiene sobre la eficiencia de enfriamiento de las gotas de agua.

# 6 DEFINICIÓN DE LA EFICIENCIA

Conseguido el correcto funcionamiento del código cuando se implementan los datos de las diferentes variables de entrada, el siguiente paso, paso definitivo pues se trata de básicamente el objetivo del proyecto, consiste en encontrar una fórmula que, en función de las características ambientales y propiedades del sistema, proporcione al usuario la eficiencia de la boquilla que va a emplear.

Para ello se va a definir en primer lugar una eficiencia ideal, para la cual se comienza con una expresión de la fórmula de la eficiencia monodispersa (calculada a partir de un solo tramo, sin dispersión), que se transformará al aplicarla al conjunto de tramos de las dos boquillas objeto de estudio en una fórmula polidispersa. Obtenida esta fórmula ideal polidispersa, se relacionará a través de un factor corrector con los resultados de eficiencia reales resultados de un experimento que en su momento se explicará.

## 6.1 Fórmula eficiencia ideal.

Como ya se ha comentado, para obtener la fórmula de la eficiencia ideal polidispersa, que es la que realmente interesa pues tiene en cuenta todos los tramos con diferentes características de la gota que contiene el jet, es necesario comenzar por definir la eficiencia ideal polidispersa, a través de un único tramo.

### 6.1.1 Eficiencia ideal monodispersa.

C. J. Esteban [16], define la eficiencia a partir de las temperaturas inicial y final de la gota,  $T_i$  y  $T_f$ , y de la temperatura de bulbo húmedo del ambiente,  $T_{bh}$ , relacionando además, esta ecuación con una definición de la eficiencia en la que interviene la variable NTU.

Según explica, el funcionamiento de las boquillas podría asemejarse al proceso que tiene lugar en una torre de enfriamiento evaporativo, explicado por R.W. Porter [29].

A partir de esta comparativa, el desarrollo partiendo de la fórmula que define el balance de energía del sistema le lleva a la siguiente ecuación:

$$\eta_{boquilla} = \frac{T_i - T_f}{T_i - T_{bh}} = 1 - \exp(-b * NTU) \quad (6-1)$$

Donde “b” es una constante que depende de la temperatura inicial de la gota y de la temperatura de bulbo húmedo. Así mismo, NTU viene definido en función de una serie de variables entre las que destacan el radio con el que se impulsan las gotas ( $r_i$ ) o la altura a la que se dispone la boquilla (H).

Como puede comprobarse en la ecuación (6-1), el rendimiento definido por C. J. Esteban, no tiene en cuenta el fenómeno evaporativo, ya que no incluye los caudales de agua inicial y final en la definición de la eficiencia, al contrario de como se trata en el modelo definido en el presente proyecto, en el que sí se incluyen los caudales al inicio y fin del proceso (ecuación (4-2)).

Definida esta ecuación utilizada por C. J. Esteban, y expuestas sus diferencias con respecto al modelo aquí tratado, se propone una fórmula tipo para el cálculo de la eficiencia de la boquilla que vaya a ser objeto de estudio. Esta fórmula tipo es la que se muestra en la siguiente ecuación:

$$\eta_{boquilla} = 1 - \exp(-a * \prod Variables) \quad (6-2)$$

Dentro de esta ecuación, “a” es una constante, que equivaldría a la “b” de la ecuación (6-1), y que multiplica a

un producto de variables. Estas variables son las analizadas dentro del análisis de sensibilidad del apartado anterior, ya que en ese análisis se comprobó la influencia que las mismas tenían sobre el valor del rendimiento obtenido.

Definido el tipo de fórmula que se busca, queda claro que existen dos términos dentro de la misma, en los que centrar la atención. Estos dos términos son los que se enumeran a continuación:

1. Producto de variables.
2. Constante que multiplica al producto.

Ambos factores, se encuentran dentro de la exponencial, y su análisis se va a detallar minuciosamente por separado en los siguientes apartados.

#### 6.1.1.1 Producto de variables.

Como ya se ha comentado, las variables que forman parte de este producto, son las que se han analizado dentro del análisis de sensibilidad, que son las que se muestran a continuación:

1. Temperatura del aire ( $T_a$ ).
2. Humedad absoluta ( $Y_{ai}$ ).
3. Temperatura inicial gota ( $T_i$ ).
4. Radio inicial gota ( $r_i$ ).
5. Altura disposición boquilla ( $H$ ).

En este producto de variables estas puede encontrarse multiplicando o dividiendo, es decir, se tratará en realidad de un cociente en el que determinadas variables de las expuestas se encontrarán en el numerador y el resto en el denominador. Además, cada una de estas podrán encontrarse elevadas a determinadas potencias, pero esto último se determinará en el apartado siguiente.

Para analizar la posición en el exponente de las variables, se despeja el exponente de la ecuación (6-2), quedando de la siguiente forma:

$$\ln(1 - \eta_{boquilla}) = -a * \prod Variables \quad (6-3)$$

Esta ecuación es la que se emplea con cada una de las variables por separado, manteniendo el resto como constantes. De esta manera, se toma el  $\eta_{boquilla}$  como el obtenido en la simulación de cada uno de los casos que se tomaron en el análisis de sensibilidad, y se le da a la constante "a" el valor de 1, pues lo que se pretende es ver únicamente la evolución de cada uno de los miembros de la igualdad.

Para cada una de las variables, se prueba la misma en el numerador y en el denominador y se elige aquella posición cuya tendencia sea la misma que la del primer miembro de la ecuación (6-3), tras representar ambos miembros gráficamente.

Como muestra de esta descripción se va a exponer el caso de la altura a la que se dispone la boquilla ( $H$ ), la representación gráfica de la dependencia de la eficiencia con esta variable se muestra en la Figura (6-1).

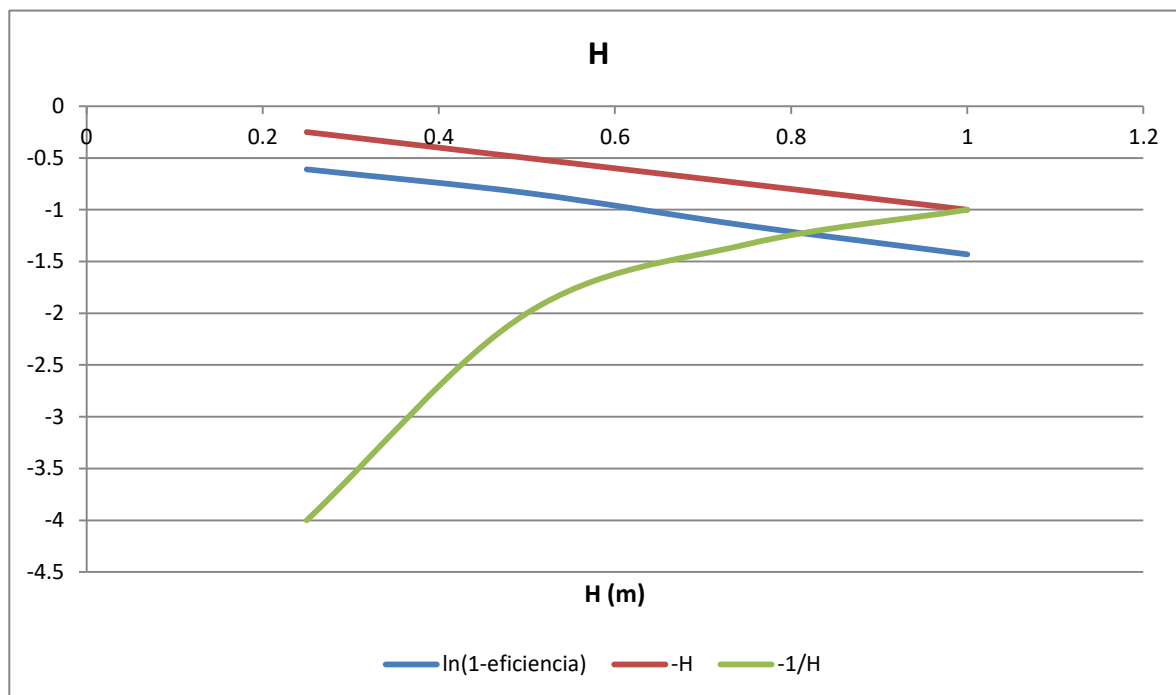


Figura 6-1. Análisis de la posición de H en la fórmula de la eficiencia.

Tal y como puede observarse en la gráfica superior, disponer de la altura (H) en el numerador supone que la tendencia es la misma que la del primer término de la ecuación (6-3), sin embargo, cuando esta variable se sitúa en el denominador, la evolución es totalmente la contraria.

Por tanto, realizado este análisis, queda claro que la posición de la variable H dentro del exponente sería en el numerador.

Siguiendo esta metodología con cada una de las variables enumeradas, se obtiene la posición de cada una de ellas, que sería la siguiente:

- Numerador:  $Y_{ai}$ ,  $T_i$  y H.
- Denominador:  $T_a$  y  $r_i$ .

Teniendo en cuenta esta disposición, la forma de la ecuación inicial que determina la eficiencia de la boquilla, es la que se muestra a continuación:

$$\eta_{boquilla} = 1 - \exp\left(-a * \frac{Y_{ai} * T_i * H}{T_a * r_i}\right) \quad (6-4)$$

Conocida y expuesta la posición de cada una de las variables dentro de la ecuación, lo siguiente que se va a analizar es el valor de la constante “a” que multiplica a la fracción compuesta por los diferentes parámetros. Como también se comentó anteriormente, cabe la posibilidad de que estos parámetros no se encuentren elevados a la unidad, sino que puede que cuenten cada uno con diferentes posibilidades de exponentes. Este análisis también se va a incluir dentro del cálculo de la constante “a”, ya que la determinación de este último está condicionado por la presencia de unos u otros exponentes que afecten a las diferentes variables que intervienen en la ecuación.

### 6.1.1.2 Constante que multiplica al producto (a).

Dado que el objetivo de apartado consiste en encontrar una fórmula que, además de proporcionar la eficiencia de la boquilla que se estudia a partir de los parámetros ya analizados, proporcione resultados coherentes, y por tanto cercanos a los obtenidos a través del programa de simulación del EES.

Debido a esta premisa, el cálculo de la constante presente en la ecuación que se busca, va a realizarse a partir de los valores de eficiencia obtenidos mediante el código implementado en el programa EES, resultados que fueron recogidos en la Tabla 5-7, en la columna denominada  $\eta_{boquilla}$ . El modo de cálculo sería el que se muestra en la ecuación (6-5):

$$a = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{1}{\prod Variables} \quad (6-5)$$

Sin embargo, no es ésta la única incógnita aún presente en la fórmula mostrada con la ecuación (6-4) ya que, como se ha comentado, la forma en la que aparecen las variables dentro del exponente, si bien es verdad que en el apartado anterior se ha fijado la disposición de cada una en cuanto a numerador o denominador se refiere, no se conoce si las mismas se ven afectadas por algún exponente.

Como lo que se pretende es sacar el valor de la constante “a” a partir de la propia ecuación utilizando la eficiencia obtenida del EES, es necesario tener previamente decidido el modo en el que se presentan el resto de los parámetros (el valor de sus exponentes). De esta forma se tendrá completamente definida la ecuación a falta de incluir el valor de “a”.

Son escasas las informaciones encontradas acerca de este tipo de fórmulas por lo que se han realizado una serie de combinaciones con las posibles afecciones de las variables, elegidas a partir de, tanto intuiciones propias, como de los resultados recogidos por C. J. Esteban [16], debido a la similitud en el modelo y objetivos.

En el citado trabajo, hay dos variables, de las cinco que se está considerando en el actual estudio, presentes en la fórmula de la eficiencia del surtidor, y estas son el radio inicial de la gota ( $r_i$ ) y la altura a la que se dispone el surtidor (H). En la expresión final de allí deducida, se puede comprobar como  $r_i$  se encontraría elevado a 1.5, y H a 0.5. Estas son, por tanto, dos de las opciones que se van a tener en cuenta a la hora de realizar las combinaciones.

Por otra parte, se va a probar con ambos parámetros elevados a la unidad, y con  $r_i$  elevado a 1.3, 1.7 y 2. El resto de los parámetros, al no haberse encontrado bibliografía que los sitúe dentro de la fórmula, se van a tomar todos elevados a exponente unidad.

Esta postura tendría sentido puesto que, como se dedujo del análisis de sensibilidad, las dos variables que mayor influencia poseen sobre el resultado de eficiencia de la boquilla obtenido son  $r_i$  y H.

A modo de resumen se presentan en la siguiente tabla, para cada una de las combinaciones posibles, los exponente de  $r_i$  y H, así como la fórmula final para obtener el valor de “a”.

Tabla 6-1. Combinaciones posibles para el cálculo de “a”

Combinación	r <sub>i</sub>	H
1	1	1
2	2	1
3	1	0.5
4	2	0.5
5	1.3	0.5
6	1.5	0.5
7	1.7	0.5

Para cada una de las combinaciones expuestas en la Tabla 6-1, la ecuación empleada para el cálculo de la constante “a”, se muestra a continuación:

$$a_1 = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{T_a * r_i}{Y_{ai} * T_i * H} \quad (6-6)$$

$$a_2 = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{T_a * r_i^2}{Y_{ai} * T_i * H} \quad (6-7)$$

$$a_3 = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{T_a * r_i}{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}} \quad (6-8)$$

$$a_4 = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{T_a * r_i^2}{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}} \quad (6-9)$$

$$a_5 = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{T_a * r_i^{1.3}}{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}} \quad (6-10)$$

$$a_6 = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{T_a * r_i^{1.5}}{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}} \quad (6-11)$$

$$a_7 = -\ln(1 - \eta_{boquilla}) * \frac{T_a * r_i^{1.7}}{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}} \quad (6-12)$$

Debido a, como se puede comprobar en cada una de las ecuaciones anteriores, la dependencia del valor de la constante “a” con las variables T<sub>a</sub>, Y<sub>ai</sub>, T<sub>i</sub>, r<sub>i</sub> y H, que cambian en cada caso, para cada combinación, se tendrán tantos valores de la constante “a”, como casos con variables distintas se simulen.

Para continuar con el mismo patrón, se van a emplear las combinaciones de los valores de estas variables que ya se utilizaron e el análisis de sensibilidad, es decir, los recogidos en la Tabla 5-7. Por tanto, para cada tipo de fórmula, se tendrán 19 valores diferentes de la constante “a”, el valor definitivo tomado para esta será el obtenido de realizar la media aritmética de los 19 obtenidos.

Una vez obtenido el valor de “a” de cada combinación, se pueden recopilar las ecuaciones correspondientes a cada una de estas:

$$\eta_{boquilla1} = 1 - \exp\left(-0.045362727 * \frac{Y_{ai} * T_i * H}{T_a * r_i}\right) \quad (6-13)$$

$$\eta_{boquilla2} = 1 - \exp\left(-0.013290565 * \frac{Y_{ai} * T_i * H}{T_a * r_i^2}\right) \quad (6-14)$$

$$\eta_{boquilla3} = 1 - \exp\left(-0.032298375 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i}\right) \quad (6-15)$$

$$\eta_{boquilla4} = 1 - \exp\left(-0.009464474 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i^2}\right) \quad (6-16)$$

$$\eta_{boquilla5} = 1 - \exp\left(-0.022255473 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i^{1.3}}\right) \quad (6-17)$$

$$\eta_{boquilla6} = 1 - \exp\left(-0.017401152 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i^{1.5}}\right) \quad (6-18)$$

$$\eta_{boquilla7} = 1 - \exp\left(-0.013626069 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i^{1.7}}\right) \quad (6-19)$$

De esta manera, quedarían expuestas las 7 posibles fórmulas que definirían la eficiencia de la boquilla. Para poder comprobar cuál va a ser la que finalmente se emplee, se van a representar gráficamente todas ellas junto con la eficiencia obtenida del código implementado en el programa EES.

Observando esta gráfica, se podrá deducir cuál es la fórmula que mejor se ajusta a la eficiencia real de la boquilla, que será la que más se aproximen a la curva definida por los rendimientos resultantes de las simulaciones en EES. Esta gráfica es la que se muestra en la Figura 6-2.



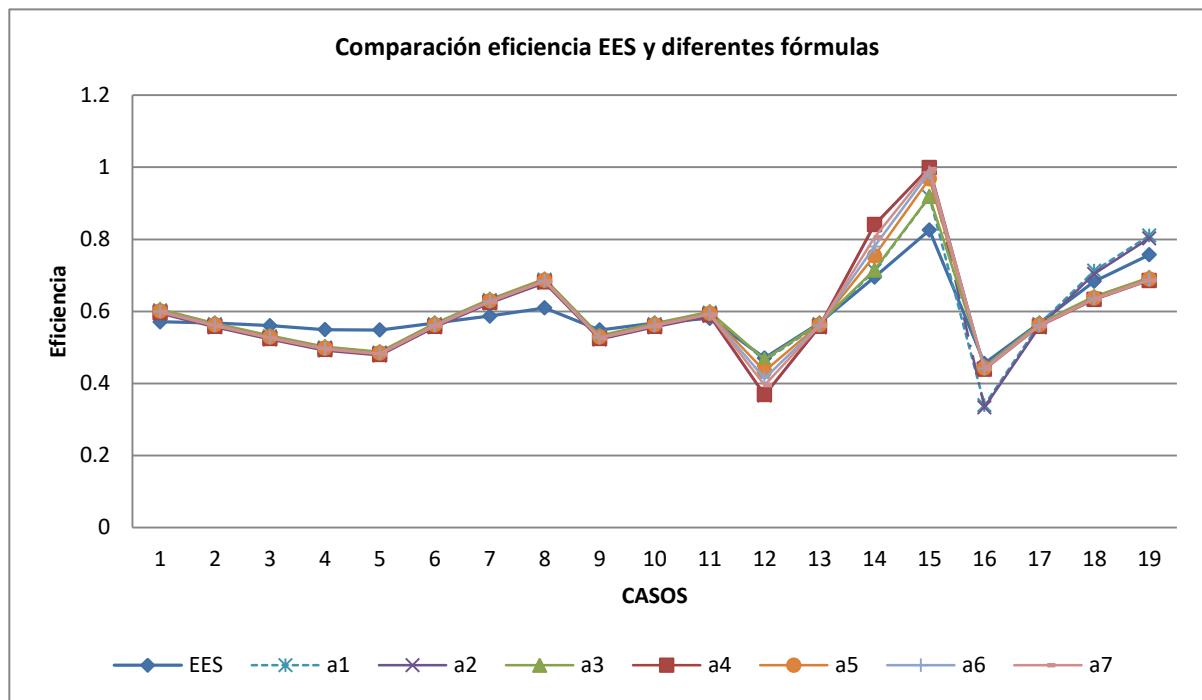


Figura 6-2. Comparación de eficiencias obtenidas con cada fórmula y con el EES.

De la gráfica mostrada pueden sacarse dos clara conclusiones:

1. Las fórmulas que más se ajustan a los resultados de eficiencia reales son las dos que se muestran a continuación:

$$\eta_{boquilla1} = 1 - \exp\left(-0.045362727 * \frac{Y_{ai} * T_i * H}{T_a * r_i}\right)$$

$$\eta_{boquilla3} = 1 - \exp\left(-0.032298375 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i}\right)$$

2. Las diferencias en los resultados de eficiencia proporcionados por cada una de las siete ecuaciones expuestas comienzan a partir del caso 12 que, tal y como se puede comprobar en la Tabla 6-7, coincide con el caso a partir del cual se comienzan a variar los valores de los parámetros  $r_i$  y  $H$ . Queda por tanto claro, tras esta comprobación, que estos son los parámetros que realmente influyen en los resultados de rendimiento que se puedan obtener.

### 6.1.1.3 Validación del modelo.

Seleccionadas las dos formulas que mayor se adaptan a las exigencias del modelo, se va a realizar una pasada masiva de casos con el objetivo de comprobar que, para cualquier combinación posible de los parámetros ( $T_a$ ,  $Y_{ai}$ ,  $T_i$ ,  $r_i$  y  $H$ ), las formulas empleadas proporcionan los valores de eficiencia esperados.

Se han simulado un total de 60 casos diferentes (dentro de los cuales se incluyen los 19 ya comprobados), elegidos totalmente al azar, y se han simulado en el EES para obtener sus eficiencias mediante este programa. Así mismo, se han aplicado ambas formulas a cada caso para obtener el rendimiento derivado de cada una de ellas. La comparación de eficiencias para cada uno de los 60 casos se muestra en la Figura 6-3:

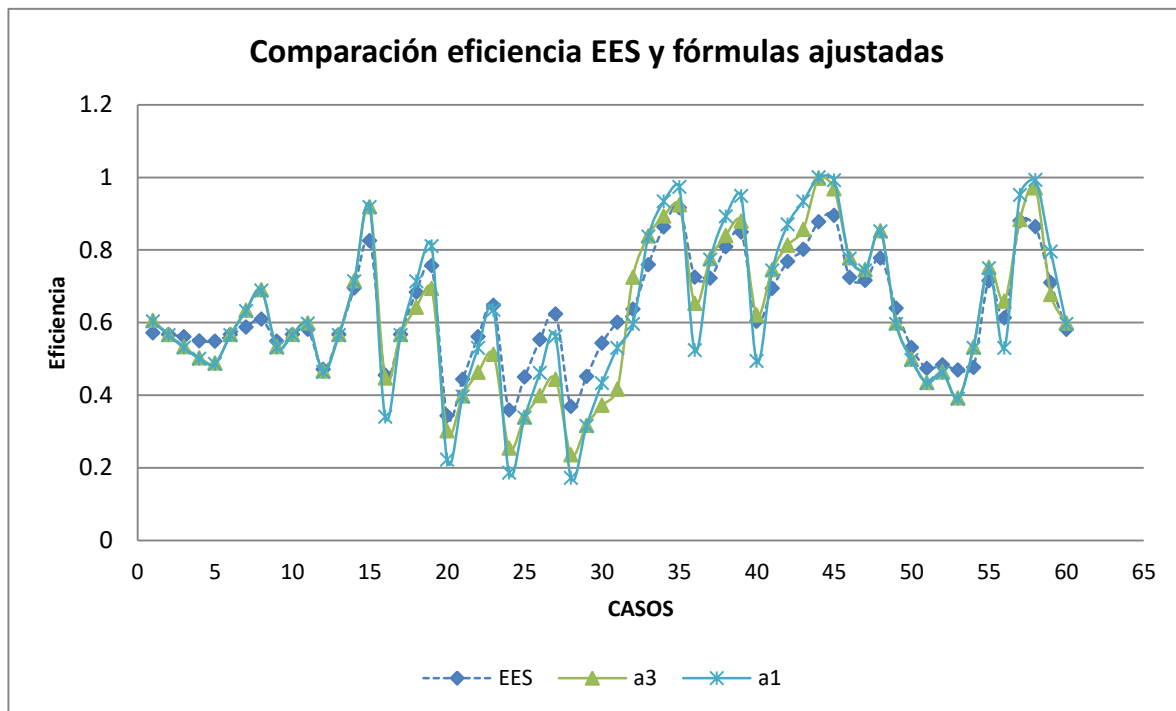


Figura 6-3. Comparación de eficiencias obtenidas con las fórmulas 1 y 2 y con el EES para 60 casos posibles.

Queda perfectamente comprobado, que el ajuste de ambas fórmulas al modelo de EES es bastante próximo. De entre las dos posibles fórmulas que definen la eficiencia de la boquilla, dado que el ajuste es bastante similar, se podría elegir indistintamente cualquiera de las dos. En este caso se va a seleccionar la que utiliza el coeficiente  $a_3$ , cuya ecuación es la siguiente:

$$\eta_{boquilla a_3} = 1 - \exp\left(-0.032298375 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i}\right)$$

Partiendo de esta fórmula, se va a comprobar su validez para obtener la fórmula ideal polidispersa.

### 6.1.2 Eficiencia ideal polidispersa.

Con el fin de pasar de la eficiencia ideal monodispersa a la polidispersa, que sirva para todos los tramos que constituyan la boquilla, el procedimiento va a consistir en comprobar la validez de la expresión monodispersa obtenida, cuando se introducen los datos correspondientes a dos boquillas con tramos, fracciones volumétricas y diámetros de cada uno de ellos conocidos.

Las dos boquillas objeto del posterior análisis son las siguientes:

- ISO F-110-06
- ISO F-110-04

Para cada una de ellas se cuenta con un total de 25 tramos, con sus correspondientes diámetros y fracciones volumétricas con respecto al total del jet. Los datos de cada uno de los tramos para cada boquilla son los que se muestran en el Tabla 6-2.

Tabla 6-2. Datos de cada una de las boquillas

N° tramo	Diámetro medio del tramo (mm)	ISO F-110-06	ISO F-110-04
		Fracción volumétrica	Fracción volumétrica
1	0.02	0.01	0.018
2	0.06	0.017	0.025
3	0.1	0.024	0.032
4	0.14	0.035	0.043
5	0.18	0.045	0.065
6	0.22	0.058	0.082
7	0.26	0.074	0.085
8	0.3	0.087	0.082
9	0.34	0.09	0.066
10	0.38	0.087	0.053
11	0.42	0.073	0.049
12	0.46	0.06	0.048
13	0.5	0.052	0.049
14	0.54	0.05	0.045
15	0.58	0.051	0.039
16	0.62	0.045	0.033
17	0.66	0.03	0.028
18	0.7	0.02	0.025
19	0.74	0.016	0.022
20	0.78	0.015	0.02
21	0.82	0.014	0.019
22	0.86	0.013	0.018
23	0.9	0.012	0.018
24	0.94	0.011	0.018
25	0.98	0.011	0.018

Utilizando estos datos, lo primero que hay que hacer es emplear el código implementado en el EES para, introduciendo en la *Tabla Lookup*, los datos de cada uno de los tramos, obtener el rendimiento total de cada una de las boquillas.

Realizado este paso, los resultados de eficiencia obtenidos para cada modelo de boquilla son los siguientes:

- ISO F-110-06: 67.75 %
- ISO F-110-04: 67.63 %

Una vez se tiene el resultado de la eficiencia global de cada una de las boquillas a partir del programa EES, lo que se pretende es comprobar, que la fórmula funciona para el conjunto de tramos que componen las boquillas. Sin embargo, en la fórmula de la eficiencia obtenida únicamente se puede introducir un valor del radio de la gota, por lo que lo que se va a hacer a continuación es buscar el diámetro representativo de cada modelo de boquilla.

Se puede entender como diámetro representativo, aquel perteneciente al tramo que, tras simular la totalidad de ellos, su eficiencia más se acerca a la eficiencia global de la boquilla obtenida.

Por tanto, lo que se va a realizar a continuación es una simulación en el programa de EES codificado, de cada uno de los tramos que componen las boquillas por separado para evaluar el rendimiento de cada uno de estos.

Como ambos modelos de boquilla cuentan con el mismo número de tramos y el diámetro de cada uno de ellos es también el mismo en los dos casos, los rendimientos de cada tramo por separado, al no influir en este cálculo la fracción volumétrica correspondiente a cada uno de estos, serán los mismos en los dos modelos.

Los resultados de los rendimientos de cada uno de los tramos son los que se reflejan en la tabla 6-3.

Así mismo, sobre esta misma tabla, se han añadido dos columnas adicionales en las que se calcula la diferencia existente entre la eficiencia de cada tramo y la eficiencia global de cada una de las boquillas. El objetivo de estas columnas es analizar en qué tramo se da la menor diferencia, siendo el tramo en el que se produzca esto, el tramo representativo de la boquilla correspondiente y por tanto, el diámetro perteneciente a este tramo será el diámetro representativo de la boquilla, el cual se debería de implementar en la fórmula de la eficiencia.

Sobre la propia tabla, se ha marcado en negrita, para cada boquilla, la menor diferencia encontrada entre el rendimiento de los tramos y el de la boquilla completa, así como el número, la eficiencia y el diámetro representativo correspondiente al tramo en el que se da esto.

Tabla 6-3. Eficiencia para cada uno de los tramos

Nº tramo	Diámetro medio del tramo (mm)	$\eta_{\text{tramo}}$	ISO F-110-06	ISO F-110-04
			$ \eta_{\text{tramo}} - \eta_{F-110-06} $	$ \eta_{\text{tramo}} - \eta_{F-110-04} $
1	0.02	0.4693	0.2082	0.207
2	0.06	0.7043	0.0268	0.028
3	0.1	0.7975	0.12	0.1212
4	0.14	0.833	0.1555	0.1567
5	0.18	0.8329	0.1554	0.1566
6	0.22	0.8162	0.1387	0.1399
7	0.26	0.7926	0.1151	0.1163
8	0.3	0.7659	0.0884	0.0896
9	0.34	0.7378	0.0603	0.0615
10	0.38	0.7093	0.0318	0.033
<b>11</b>	<b>0.42</b>	<b>0.6812</b>	<b>0.0037</b>	<b>0.0049</b>
12	0.46	0.6538	0.0237	0.0225
13	0.5	0.6275	0.05	0.0488
14	0.54	0.6025	0.075	0.0738
15	0.58	0.5788	0.0987	0.0975
16	0.62	0.5564	0.1211	0.1199
17	0.66	0.5353	0.1422	0.141
18	0.7	0.5154	0.1621	0.1609
19	0.74	0.4968	0.1807	0.1795
20	0.78	0.4792	0.1983	0.1971
21	0.82	0.4627	0.2148	0.2136
22	0.86	0.4472	0.2303	0.2291
23	0.9	0.4325	0.245	0.2438
24	0.94	0.4188	0.2587	0.2575
25	0.98	0.4058	0.2717	0.2705

Como puede observarse en la tabla, ambas boquillas cuentan con el mismo tramo y por tanto, diámetro representativo. El diámetro representativo ( $\emptyset_{\text{representativo}}$ ) para ambos modelos de boquillas es el siguiente:

$$\emptyset_{\text{representativo}} = 0.42 \text{ mm}$$

Una vez sacado el diámetro representativo, ya se tienen datos para introducirlos en la fórmula, hasta el momento monodispersa, que define la eficiencia de la boquilla.

Como el diámetro obtenido para cada una de las boquillas es el mismo, el rendimiento obtenido de la fórmula, en la cual se introducirá este, también será igual para ambas boquillas.

La fórmula monodispersa deducida del apartado anterior es la siguiente:

$$\eta_{\text{boquilla}} = 1 - \exp\left(-0.032298375 * \frac{Y_{ai} * T_i * \sqrt{H}}{T_a * r_i}\right)$$

Como condiciones de cálculo se han tomado las siguientes:

- Temperatura del aire:  $T_a = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Humedad absoluta:  $Y_{ai} = 8 \text{ g agua/kg aire}$ .
- Temperatura inicial gota:  $T_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Altura disposición boquilla:  $H = 0.5 \text{ m}$ .

Por último, el radio inicial de la gota será el resultante de dividir el diámetro representativo de la misma entre dos, es decir, 0.21 mm.

Con todos estos datos, el rendimiento de la boquilla obtenido a partir de la fórmula ahora ideal polidispersa, pues se está empleando con una boquilla completa, con su conjunto de tramos, es el siguiente:

$$\eta_{\text{boquilla}} = 69.77 \%$$

Como puede observarse, este rendimiento es muy parecido a a los obtenidos al simular cada uno de las boquillas completas en el programa de EES.

Por tanto, la validez de la fórmula ha quedado comprobada tras este análisis. La fórmula empleada puede ser utilizada para obtener el rendimiento de cualquier boquilla a partir del diámetro representativo de la misma.

No obstante, para comprobar los resultados proporcionados por esta fórmula, se va a realizar un pequeño análisis de sensibilidad.

#### 6.1.2.1 Primer análisis de sensibilidad.

Este análisis de sensibilidad va a consistir en comparar los resultados de rendimiento obtenidos a partir del programa de EES y de la fórmula para diferentes condiciones ambientales (diferentes valores de  $Y_{ai}$ ,  $T_i$ ,  $T_a$  y  $H$ ) y manteniendo el diámetro representativo de 0.42 mm.

Las combinaciones de valores que se le dan a las condiciones ambientales, han sido tomadas totalmente al azar y se recogen en la Tabla 6-4.

Tabla 6-4. Combinaciones y resultados análisis sensibilidad

Combinaciones	Yai	T <sub>i</sub>	H	T <sub>a</sub>	Eficiencia EES	Eficiencia fórmula
1	10	22	0.5	18	0.6991	0.735316114
2	10	22	0.5	20	0.6812	0.697688441
3	10	22	0.5	22	0.6562	0.662956358
4	10	22	0.5	24	0.6213	0.630983635
5	8	22	0.5	20	0.6571	0.615971194
6	10	22	0.5	20	0.6812	0.697688441
7	12	22	0.5	20	0.7088	0.762017127
8	14	22	0.5	20	0.7468	0.812657352
9	10	20	0.5	20	0.6459	0.662956358
10	10	22	0.5	20	0.6812	0.697688441
11	10	24	0.5	20	0.701	0.72884141
12	10	22	0.25	20	0.5741	0.570833285
13	10	22	0.5	20	0.6812	0.697688441
14	10	22	0.75	20	0.7753	0.768958698
15	10	22	1	20	0.8238	0.81581593

Si se representan gráficamente los valores de eficiencia obtenidos por cada uno de los dos procedimientos recogidos en la anterior tabla, se pueden observar con mayor facilidad las diferencias entre ambos.

La Figura 6-4 muestra las diferencias comentadas.

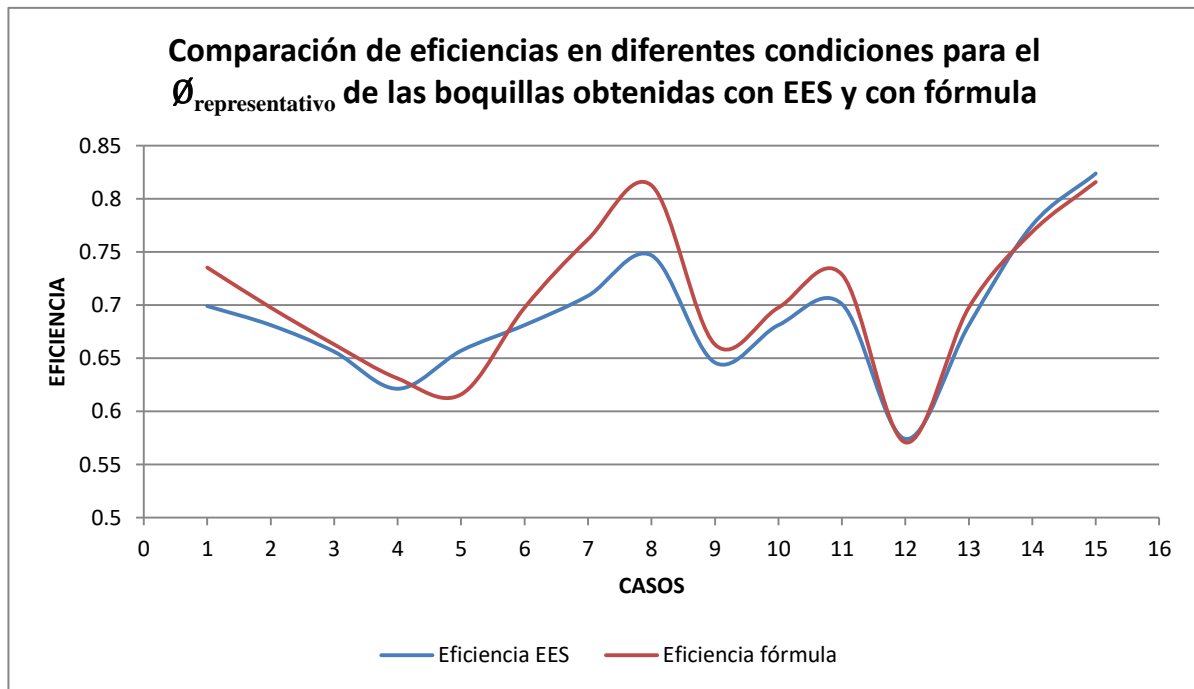


Figura 6-4. Comparación de eficiencias obtenidas con EES y fórmula deducida de análisis.

Queda, tras esta representación, totalmente comprobada la validez de la fórmula, ya que los resultados de eficiencia proporcionados por esta en diferentes condiciones se acercan en gran medida a los derivados del código implementado en el programa EES.

#### 6.1.2.2 Segundo análisis de sensibilidad.

En este segundo análisis, lo que se va a hacer es, lo mismo que en el anterior, pero en vez de tomar valores de las variables que definen las condiciones ambientales al azar, se van a utilizar datos reales correspondientes a dos días del verano de 2018.

De la base de datos del verano de 2018, se tomarán los valores de temperatura ambiente ( $T_a$ ) y humedad relativa (H.R.). Además, se cuenta con los valores de temperatura a la que se encuentra el agua en el depósito, obtenida a partir de los datos anteriores y de las boquillas, este dato constituye la temperatura inicial a la que son impulsadas las gotas. Con todos estos valores, y considerando que la boquilla se dispone a una altura de 0.5 m, se obtiene la eficiencia derivada de la fórmula así como, tras realizar las sucesivas simulaciones se cuenta con los valores de eficiencia proporcionados por el programa EES.

Para analizar esta comparativa, se va a representar, en primer lugar, el mismo modelo de gráfica empleado en el primer análisis de sensibilidad. Esta gráfica se muestra en la Figura 6-5.

Cabe destacar que los datos de condiciones ambientales correspondientes a cada uno de los dos días se tienen cada 10 minutos.



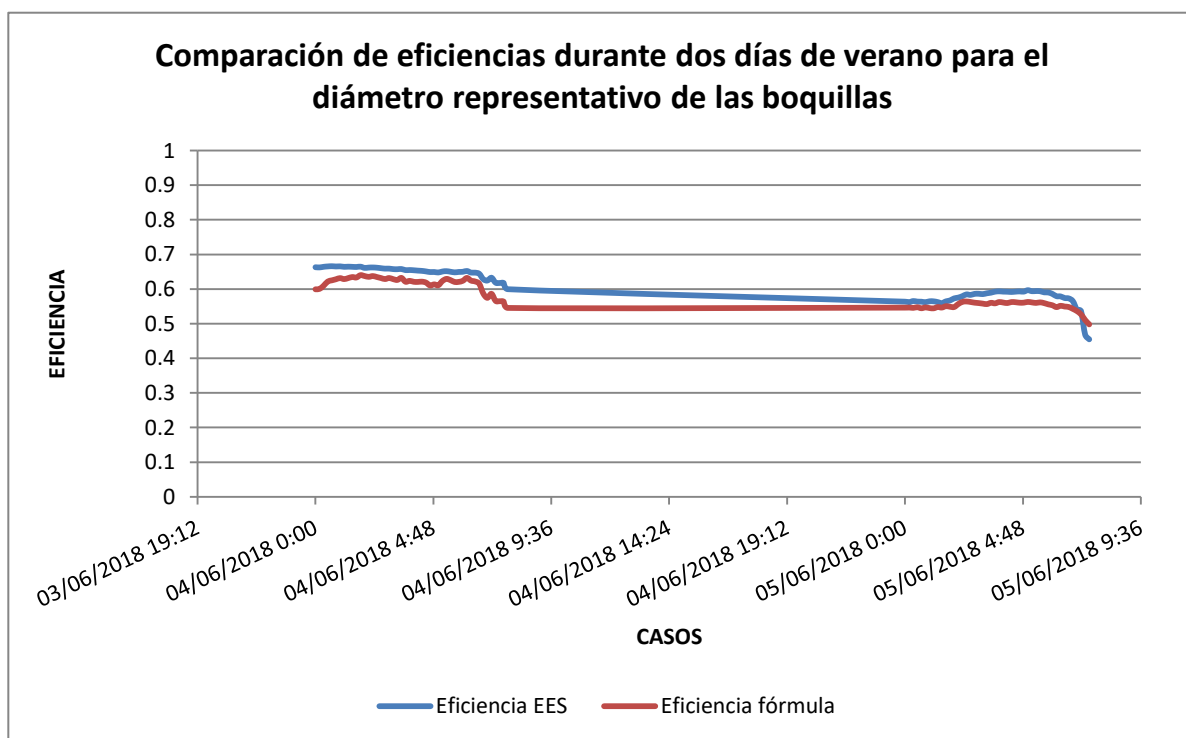


Figura 6-5. Comparación de eficiencias obtenidas con EES y fórmula deducida de análisis durante dos días de verano.

Puede observarse cómo las diferencias entre las eficiencias obtenidas de EES y la fórmula son mínimas para cada uno de las horas del día. Además, la tendencia en ambos casos es la misma.

Esta similitud entre los dos modelos se va a corroborar mediante una última representación, que muestra la dispersión de los resultados de eficiencia obtenidos de la fórmula deducida con respecto a los resultantes de las simulaciones de EES. Tal representación se puede observar en la Figura 6-6.

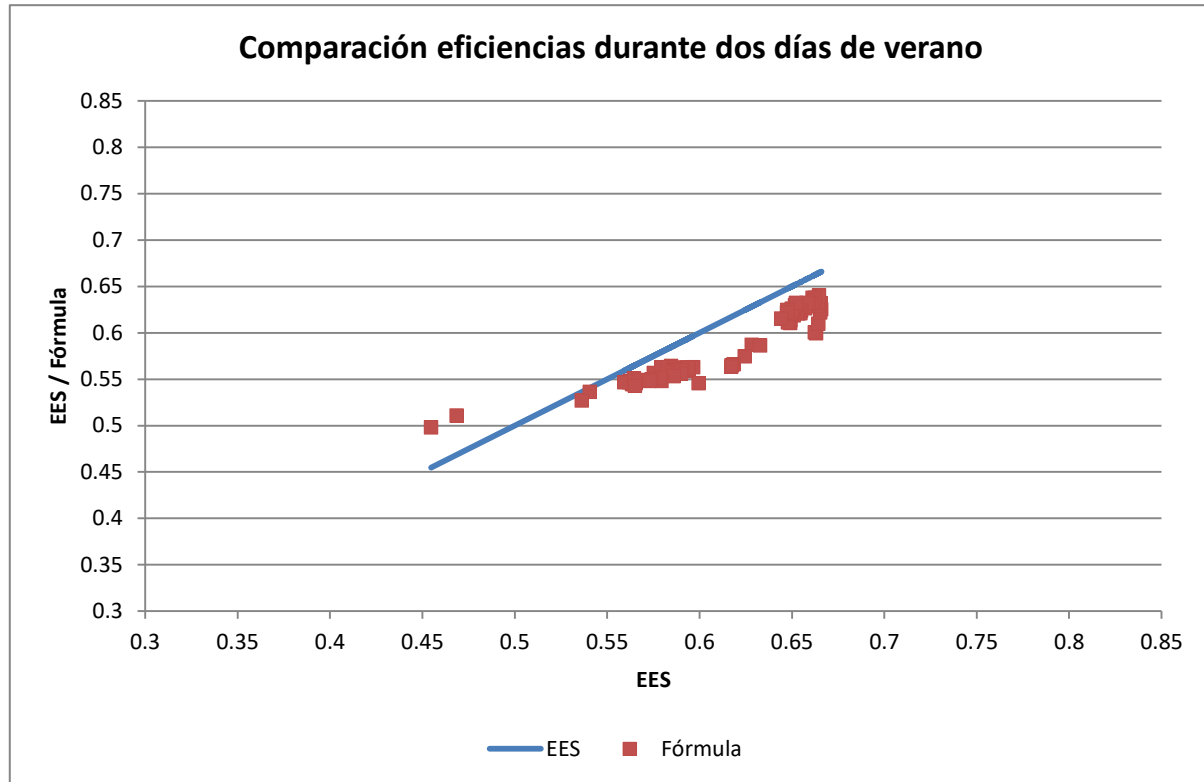


Figura 6-6. Comparación de eficiencias obtenidas de dos días del erano de 2018.

Queda a la vista, tras esta representación, que las diferencias encontradas para cada caso entre un modelo y otro son mínimas, la máxima desviación de la eficiencia no supera el 5%.

Definida y comprobada la validez de la fórmula ideal polidispersa obtenida tras el minucioso análisis, lo único que quedaría por averiguar es la forma en la que los resultados proporcionados por esta se relacionan con los resultados reales de eficiencia obtenidos experimentalmente tal y como se explica en el siguiente apartado.

## 6.2 Relación eficiencia ideal y real

En este apartado lo que se busca es encontrar una relación entre la eficiencia real ( $\eta_{real}$ ) y la ideal ( $\eta_{ideal}$  polidispersa). Ambas eficiencias se relacionarán a través de un factor corrector (f.c.) a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_{ideal\ polidispersa} = f.c. \times \eta_{real} \quad (6-20)$$

Por falta de tiempo, los valores de eficiencia real experimentales, no se han calculado aún. No obstante, a continuación se va a detallar cómo se va a llevar a cabo este método experimental para obtener estos resultados.

### 6.2.1 Experimento para el cálculo de la eficiencia real de la boquilla

Para la obtención de la eficiencia real de diferentes boquillas se ha llevado a cabo un experimento en el que se enfría agua de 24 °C a 20 °C durante 5 o 6 horas de la noche en condiciones climáticas de diseño, las cuales se tomarán desfavorables.

Las condiciones en las que se ha llevado a cabo este experimento son las siguientes:

1. Se pretende enfriar un volumen total de 1.2 m<sup>3</sup> de agua entre las temperaturas anteriormente

mencionadas.

2. El caudal de agua impulsado por las boquillas será de  $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$ , obtenido de 5 boquillas impulsando cada una  $2 \text{ l}/\text{min}$  de agua.
3. La regeneración de la temperatura del agua de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  durante el día se llevará a cabo usando el sol, una bomba de calor o un termo eléctrico.
4. La energía total a disipar y restaurar es de  $5.6 \text{ kWh}$ .

Por otra parte, la disposición de las boquillas objeto de estudio será la que se muestra en la Figura 6-7.

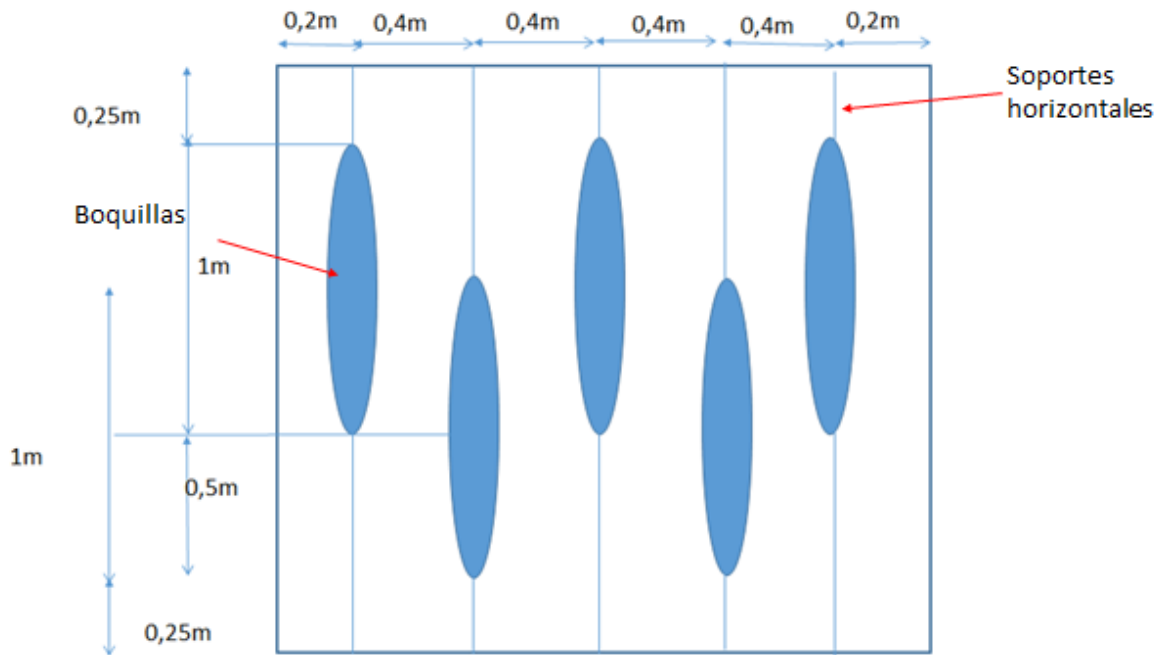


Figura 6-7. Disposición de las boquillas en el experimento para obtener  $\eta_{\text{real}}$ .

Definidas las condiciones y la disposición de las boquillas en el experimento, únicamente quedaría ponerlo en marcha para obtener los valores de eficiencia real de las boquillas y aplicar la ecuación (6-20) con el objetivo de calcular el valor que adoptaría el factor corrector (f.c.).



# 7 APLICACIÓN PERÍODO ESTIVAL

Una vez obtenida la fórmula que define la eficiencia de enfriamiento de las boquillas, lo que queda es aplicarla en un caso real. Para ello, se han tomado los datos correspondientes al período estival del año 2018. Estos datos se corresponden con los meses de junio, julio, agosto y septiembre. Se ha comenzado el análisis el 4 de junio, lunes, y se ha finalizado el 30 de septiembre, domingo.

Los datos que se han tomado de estos meses han sido recogidos cada 10 minutos, e incluyen:

- Temperatura ambiente ( $T_a$ ).
- Humedad relativa (H.R.).
- Temperatura de bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ).

Empleando estos datos, así como la fórmula de eficiencia obtenida en el apartado anterior, se han planteado dos casos diferentes de funcionamiento del sistema. Lo que se pretende al considerar las dos situaciones que a continuación se van a plantear es, estudiar la temperatura a la que se encuentra el depósito de agua subterráneo en el que se almacena la misma antes de ser utilizada en los diversos métodos de enfriamiento natural.

A continuación, se muestran cada uno de los casos, explicando el modo de operación de cada uno de ellos y analizando los resultados obtenidos, en las 17 semanas, aproximadamente 2850 horas, a las que equivalen los cuatro meses considerados.

## 7.1 Funcionamiento en situación ideal

Este primer caso, que se ha denominado funcionamiento en una situación ideal, se caracteriza por considerar unas condiciones de perfecto aislamiento del depósito. Por este motivo, la transferencia de calor al terreno por parte del mismo es considerada nula.

En esta situación, así como en la siguiente que se va a plantear, el funcionamiento de las boquillas tiene lugar cuando la temperatura a la que se encuentra el agua del depósito ( $T_{ag,dep}$ ) es superior a la temperatura de bulbo húmedo del ambiente ( $T_{bh}$ ). Por este motivo, tal y como se ha comprobado, las boquillas actúan durante las noches de verano, que es cuando  $T_{bh}$  disminuye.

Para comenzar con el análisis de este primer caso, se va a definir la temperatura a la que se encuentra el agua del depósito ( $T_{ag,dep}$ ). La definición de esta variable sirve tanto para los cálculos asociados a la situación inicial como para los correspondientes a la situación real.

Obtener el valor de este parámetro cuando las boquillas se encuentran en funcionamiento, supone realizar un simple balance entre el agua que se queda en el depósito y el agua que retorna tras ser impulsada por las boquillas. La expresión que define este balance es la que se puede mostrar a continuación:

$$T_{ag,dep} = T_{ag,dep(i-1)} * (\dot{m}_{dep} - \dot{m}_{boq} * t * N_{boq}) + \dot{m}_{boq} * Ag_{ret} * t * T_{ag,ret} \quad (7-1)$$

Donde:

$T_{ag,dep(i-1)}$  : Temperatura del agua del depósito en los 10 minutos anteriores.

$\dot{m}_{dep}$  : Caudal de agua del depósito, que se ha considerado de 100 m<sup>3</sup>.

$\dot{m}_{boq}$  : Caudal de agua impulsado por las boquillas, se ha tomado 2.4 l/min correspondientes a las boquillas objeto de estudio.

$t$	: Tiempo correspondiente a cada pasada, es decir, los 10 minutos.
$N_{boq}$	: Número de boquillas que impulsan el agua, se han tomado 100 boquillas.
$Ag_{ret}$	: Tanto por uno del agua que es impulsada por las boquillas y retorna al depósito.
$T_{ag.ret}$ boquillas.	: Temperatura a la que retorna al depósito el agua que ha sido impulsada por las boquillas.

Por otro lado, el modo de calcular esta última variable ( $T_{ag.ret}$ ), está directamente relacionado con el de la temperatura del agua del depósito ( $T_{ag.dep}$ ) que se acaba de exponer.

La ecuación (7-2) es la que define esta variable:

$$T_{ag.ret} = T_{ag.dep} - \frac{(T_{ag.dep} - T_{bh}) * \eta_{boquilla}}{Ag_{ret}} \quad (7-2)$$

Donde:

$\eta_{boquilla}$  : Rendimiento de las boquillas, mediante la fórmula deducida en el apartado 6.

Definidas estas variables, como ya se ha comentado, la implementación de las mismas se dará cuando se encuentren en funcionamiento las boquillas, ya que en caso contrario, no existirá agua impulsada, tampoco por tanto agua retornada y por ello la temperatura del agua existente en el depósito ( $T_{ag.dep}$ ) se mantendrá constante, igual a la del período de tiempo anterior.

Por último, es necesario especificar que cada inicio de semana, se ha tomado que la temperatura del agua en el interior del depósito es de 24 °C, suponiendo el caso más desfavorable, ya que durante el fin de semana la instalación se encuentra inactiva.

Por tanto, durante las semanas del verano en esta primera situación, la forma de actuar del sistema de boquillas se repartirá de la siguiente manera a lo largo de las horas:

1. Madrugadas de lunes a viernes cuando  $T_{ag.dep} > T_{bh}$ : funcionamiento del conjunto de las boquillas.
2. Resto de las horas de la semana: depósito totalmente aislado y por tanto  $T_{ag.dep}$  se mantiene constante.

Definido suficientemente el funcionamiento del sistema en estas condiciones, en la siguiente imagen se va a mostrar la evolución que tiene la temperatura del agua del depósito ( $T_{ag.dep}$ ) durante los cuatro meses objeto de análisis.

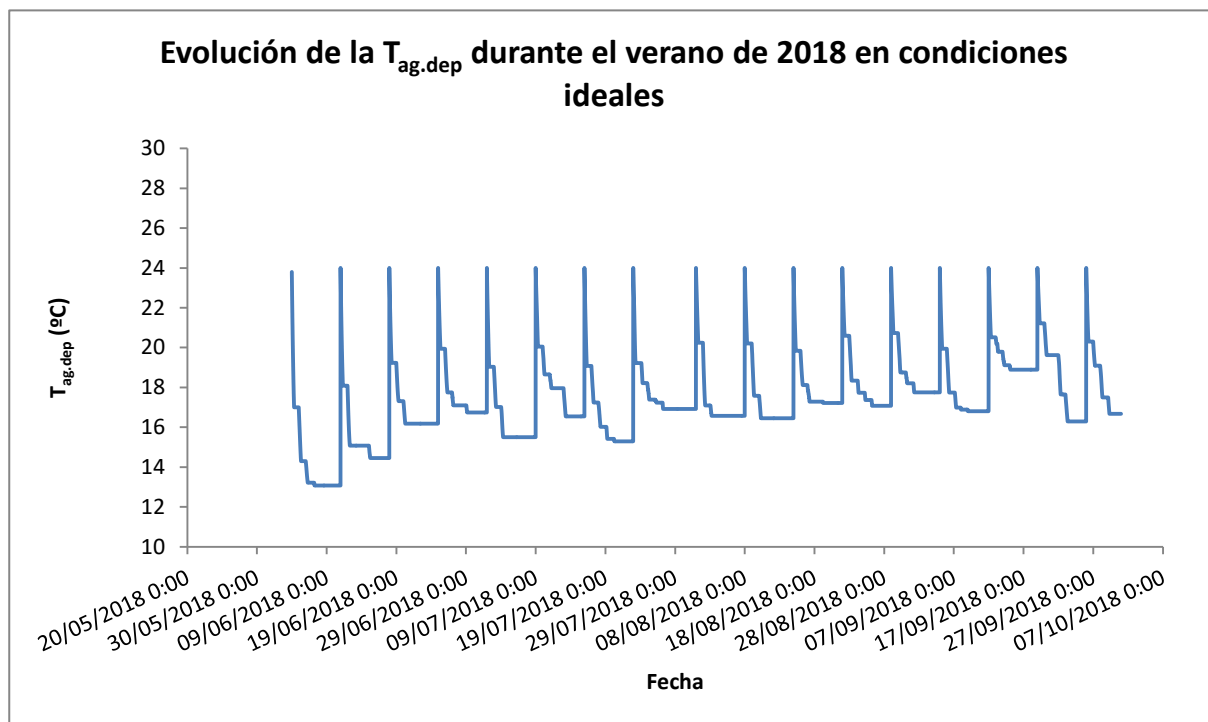


Figura 7-1. Evolución de  $T_{ag.dep}$  durante el verano de 2018 en condiciones ideales.

De la gráfica superior se pueden sacar las siguientes conclusiones:

1. Se pueden diferenciar fácilmente cada una de las semanas que conforman los cuatro meses estudiados al contar cada una de ellas con la misma forma de variación de la  $T_{ag.dep}$ .
2. Como ya se indicó, en esta primera situación, al inicio de la semana se ha fijado la  $T_{ag.dep}$  en 24 °C, que sería la situación más desfavorable, la temperatura más alta. Estas temperaturas constituyen, por tanto, los picos más altos de la gráfica, que además coinciden todos, tal y como se ha programado, con las 0:00 horas del lunes de cada semana.
3. Cada lunes, después de comenzar con los 24 °C establecidos como referencia, la  $T_{ag.dep}$  desciende por debajo de los 20 °C en un tiempo muy reducido. Es decir, esta temperatura permanece en el rango de temperaturas que se ha considerado perteneciente a la situación más desfavorable, entre 20 y 24 °C, durante como máximo, la primera noche. El resto de horas de la semana y hasta el comienzo de la siguiente, la  $T_{ag.dep}$  permanece en todo momento en temperaturas inferiores.
4. Las temperaturas más bajas del agua del depósito se alcanzan, por tanto, al final de cada semana. Estas temperaturas mínimas alcanzadas dependerán, entre otras cosas de las condiciones ambientales, que condicionarán entre otros la  $T_{ag.ret}$ . La mayoría de las semanas, aunque existen claras diferencias entre unas y otras, la  $T_{ag.dep}$  ha finalizado en temperaturas entre 13 y 18 °C.

Para poder visualizar en mayor detalle la evolución de esta temperatura, se van a mostrar dos semanas claramente diferenciadas.

En primer lugar, se va a representar la primera de las semanas del período estudiado, la que comienza el lunes 4 de junio y finaliza el domingo 10. La evolución de la  $T_{ag.dep}$  durante la primera semana es la que se muestra en la Figura 7-2.

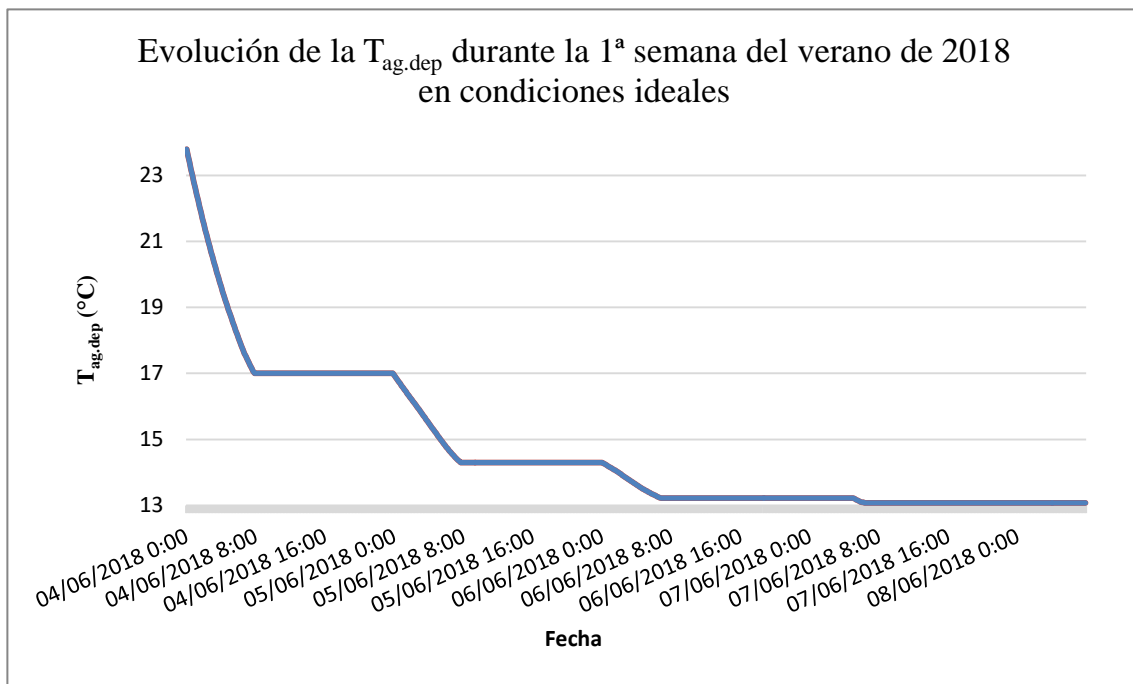


Figura 7-2. Evolución de  $T_{ag.dep}$  durante la 1ª semana de los meses del verano de 2018 estudiados en condiciones ideales.

En esta primera semana, se puede ver cómo la temperatura a la que finaliza el agua dentro del depósito es prácticamente de 13 °C. Esta gran bajada de la temperatura, se debe a que la temperatura ambiente registrada durante esta semana en Sevilla no supera ni siquiera los 25 °C, por lo tanto, el agua que retorna una vez es impulsada por las boquillas, lo hace a temperaturas ( $T_{ag.ret}$ ) muy bajas, provocando que el depósito pueda contar con tales valores de temperaturas.

En contraste con esta semana, la siguiente que se va a representar es la semana número 15, que si se va a la Figura 7-1, se corresponde con aquella en la que se puede ver cómo la  $T_{ag.dep}$  al final de la misma se queda en valores bastante por encima de los registrados el resto de semanas.

Esta semana se extiende desde el lunes 10 de septiembre, al domingo 16. La evolución de la  $T_{ag.dep}$  durante estos días se representa en la Figura 7-3.



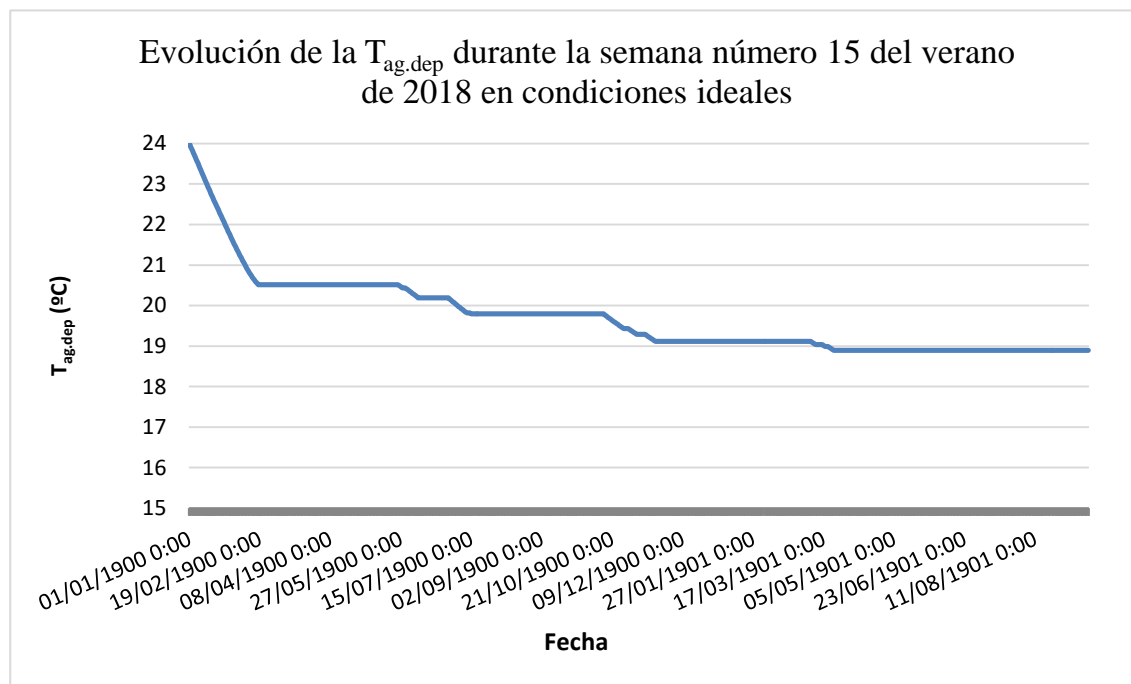


Figura 7-3. Evolución de  $T_{ag.dep}$  durante la semana número 15 de los meses del verano de 2018 estudiados en condiciones ideales.

Como puede observarse en este último caso, la  $T_{ag.dep}$  a la que finaliza la semana es muy diferente a la del caso anterior. Mientras en la primera semana se alcanzan los 13 °C, en esta semana se mantiene en temperaturas cerca de los 19 °C.

Esta diferencia se debe, tal y como ya se ha comentado en situaciones anteriores, a las condiciones ambiente presente durante la semana objeto de análisis. Las temperaturas exteriores registradas durante esta semana son muy elevadas incluso por la noche, donde no se reduce por debajo de los 20 °C. Estas condiciones impiden que las gotas impulsadas por las boquillas durante las noches vean su temperatura reducida lo suficiente como para disminuir la  $T_{ag.dep}$ .

Como estas dos semanas, se podrían analizar el resto de las 12 semanas individualmente, obteniendo resultados similares, temperaturas de inicio del agua del depósito de 24 °C (impuesta) y temperaturas al final de semana de entre 13 y 18 °C.

Así mismo, se ha realizado un análisis del verano completo en el que se han analizado las horas en las que el depósito se encuentra en la situación más desfavorable, es decir, entre 20 y 24 °C. Del total de las horas analizadas, aproximadamente 2850 horas, se han contabilizado 266 horas en las que el depósito se encuentra en esta situación, es decir, cerca de un 10% de las horas analizadas, correspondientes a los cuatro meses de período estival.

Es necesario recordar que se impone que cada lunes el agua se encuentre a 24 °C, por tanto, si no se interpusiese esta condición, el número de horas en esta situación desfavorable se variaría en gran medida.

Otro análisis que se puede realizar, es relacionar el efecto que tienen las horas de funcionamiento de las boquillas sobre la temperatura a la que se consigue poner el agua del depósito. Para esto, se ha calculado la temperatura del agua del depósito media de cada semana y se ha recogido esta temperatura al final de las mismas. Además, se han contabilizado las horas de funcionamiento del sistema de cada día, obteniéndose de este modo las de cada semana completa. En las siguientes tablas se muestran los resultados correspondientes a estos cálculos.

Tabla 7-1. Horas de funcionamiento de las boquillas,  $T_{ag.dep}$  media y final de cada semana en los meses de Junio y Julio de 2018, caso ideal

	JUNIO				JULIO			
	1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Lunes</i>	8	8	8	8	8	8	8	8
<i>Martes</i>	8	8	8	8	8	6	8	4
<i>Miércoles</i>	7	0	6	4	7	5	7	6
<i>Jueves</i>	1	0	0	0	0	0	3	1
<i>Viernes</i>	0	4	0	3	0	8	1	2
<i>Horas/semana</i>	24	20	22	23	22	27	27	20
$T_{ag.dep}$ media (°C)	14.07	15.44	16.94	17.60	16.42	17.91	16.43	17.72
$T_{ag.dep}$ final de semana (°C)	13.08	14.45	16.18	16.74	15.50	16.54	15.29	16.92

Tabla 7-2. Horas de funcionamiento de las boquillas,  $T_{ag.dep}$  media y final de cada semana en los meses de Agosto y Septiembre de 2018, caso ideal

	AGOSTO				SEPTIEMBRE				
	9	10	11	12	13	14	15	16	17
<i>Lunes</i>	8	8	8	8	8	8	8	8	8
<i>Martes</i>	8	8	8	8	8	8	4	8	6
<i>Miércoles</i>	4	6	5	3	4	4	5	0	8
<i>Jueves</i>	0	0	0	2	3	1	2	8	4
<i>Viernes</i>	0	0	1	2	0	1	0	8	0
<i>Horas/semana</i>	20	22	22	23	22	22	19	31	26
$T_{ag.dep}$ media (°C)	17.43	17.37	17.67	18.11	18.35	17.86	18.80	19.07	17.72
$T_{ag.dep}$ final de semana (°C)	16.57	16.45	17.29	17.73	18.21	16.99	19.12	19.62	17.50

Como ya se ha explicado, para que el sistema de pulverización mediante boquillas entre en funcionamiento es necesario que la  $T_{ag.dep} > T_{bh}$ . Por esto, tal y como por ejemplo sucede en la semana número 16, al contarse con una  $T_{ag.dep}$  mayor, es necesario que las boquillas se encuentren mayor número de horas en funcionamiento, con el objetivo de reducir esta temperatura.

En la Figura 7-4 se realiza una representación gráfica de los resultados recogidos en las Tablas 7-1 y 7-2.

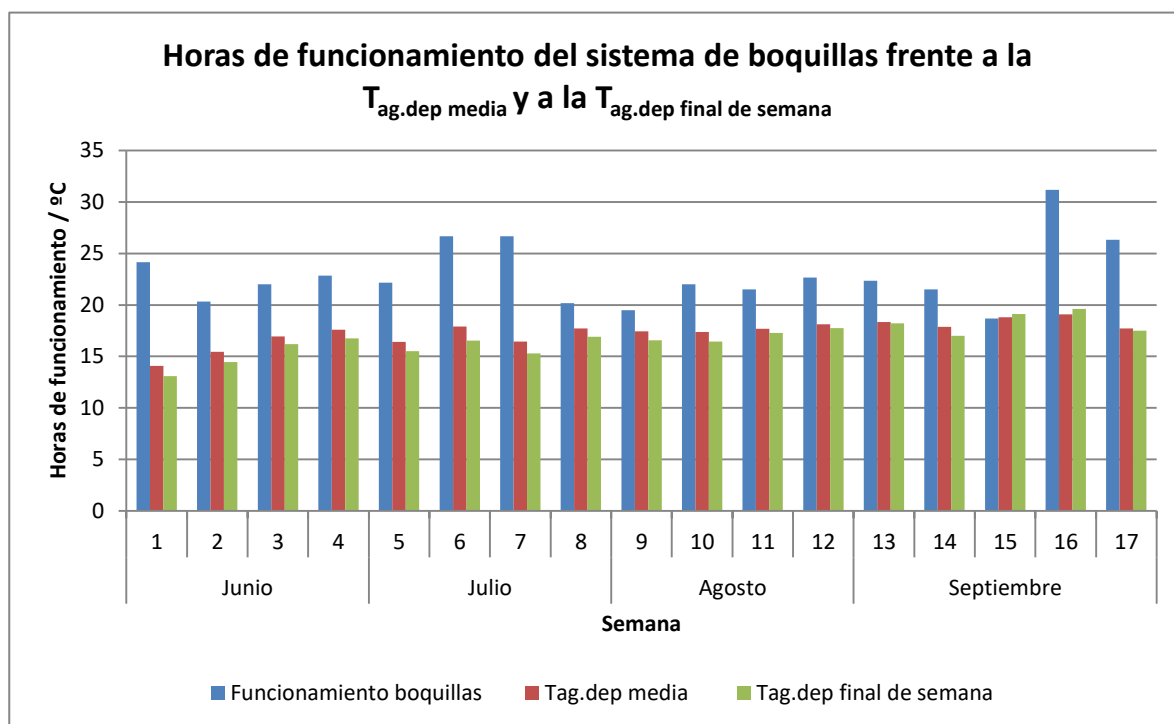


Figura 7-4. Funcionamiento de las boquillas frente a  $T_{ag.dep}$  media y final de cada semana, caso ideal.

Queda demostrado como, por regla general, si se compara entre dos semanas, cuando se cuenta con  $T_{ag.dep}$  inferiores, el sistema de pulverización mediante boquillas cuenta con menor número de horas de funcionamiento. No obstante, esta regla como también se denota, no se cumple en todos los casos, pues también depende de la temperatura de bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ) que presente el ambiente, ya que como pasa la primera semana, a pesar de contar con una  $T_{ag.dep}$  bastante baja, la  $T_{bh}$  también lo es, por lo que se sigue dando la desigualdad ( $T_{ag.dep} > T_{bh}$ ) y por tanto, las horas de funcionamiento del sistema de boquillas son elevadas.

Analizado el caso ideal, se va a proceder a la simulación del caso real durante el mismo período de tiempo con el objetivo de poder establecer una comparativa coherente entre los resultados expuestos en este apartado y los que relamente se darían teniendo en cuenta todo el conjunto de condiciones, tanto ajenas como pertenecientes al sistema, que de una u otra forma influyen en su funcionamiento.

## 7.2 Funcionamiento en situación real

Al contrario de lo que se ha expuesto en el apartado anterior, la instalación subterránea que conforma el sistema de enfriamiento no se encuentra en tales condiciones de aislamiento completo, dándose una importante transferencia de calor entre el agua del depósito y la que circula por el Qanat con los sistemas que la rodean, que condiciona de manera importante los resultados mostrados en la situación ideal.

Tal y como se definió en el anterior apartado, durante las horas en las que estén funcionando las boquillas, es decir, cuando  $T_{ag.dep} > T_{bh}$ , la forma de calcular la temperatura a la que se encuentra el agua en el depósito será la misma, a través de un balance entre el agua que se queda en el depósito y aquella que retorna tras ser impulsada por las boquillas. Las fórmulas empleadas en este caso son la (7-1) y las (7-2), esta última para calcular la temperatura a la que retorna el agua impulsada ( $T_{ag.ret}$ ).

Sin embargo, la idealidad del sistema definido en el apartado anterior viene cuando, durante las horas en las que las boquillas se encuentran inactivas, se considera que la temperatura del agua del depósito se mantiene totalmente inalterada. Además, se impone la condición de que, a principio de cada semana, esta parte de 24 °C.

El funcionamiento real del sistema se ve influido por otra serie de factores, que modifican en gran medida los

fenómenos que tienen lugar tanto a través del Qanat por el que discurre el agua, como en el propio depósito subterráneo de almacenamiento. Estos factores son los que se muestran a continuación:

1. Transferencia de calor con conductos de aire que funcionan en determinadas condiciones durante los fines de semana.

La instalación que conforma el proyecto Cartuja Qanat, cuenta con un sistema de enfriamiento de aire que utiliza, como ya se ha explicado que es uno de los objetivos del proyecto, las bajas temperaturas a las que se encuentra el agua subterránea para, haciendo pasar un determinado volumen de aire, enfriarlo e impulsarlo de nuevo al exterior.

El modo de enfriar este volumen de aire se lleva a cabo disponiendo de una serie de conductos enterrados por debajo del nivel del Qanat, tal y como se muestra en la Figura 7-5.

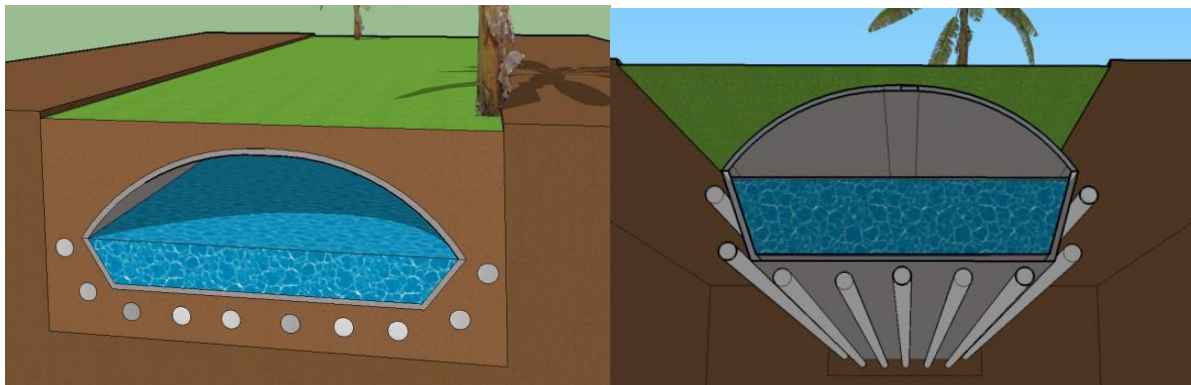


Figura 7-5. Disposición de conductos de aire enterrados por debajo del Qanat.

El conjunto de conductos de aire que pueden verse en la imagen superior (un total de 10 conductos), mueven un volumen de 10000 m<sup>3</sup>/h de este fluido y sus características son las siguientes:

- Diámetro de los conductos:  $D = 0.3 \text{ m.}$
- Velocidad a la que se mueve el aire:  $v = 3 \text{ m/s.}$
- Longitud de los conductos:  $L = 40 \text{ m.}$

El funcionamiento de este sistema de enfriamiento de aire tiene lugar si se cumplen las siguientes condiciones:

- Horario: Fin de semana de 11:00 h a 23:00 h.
- Temperatura ambiente ( $T_a$ ) superior a 28 °C.

En el momento en el que ambas condiciones tengan lugar, comienza a discurrir aire por los conductos hasta que se cumplen las 11 h de la noche o bien  $T_a$  desciende por debajo de los 28 °C.

Por tanto, sin perder el objetivo del estudio, que es analizar el funcionamiento completo del sistema y su influencia sobre la temperatura a la que se encuentra almacenada el agua, hay que tener en cuenta que durante las horas en las que está discurriendo el aire por los conductos situados debajo del Qanat, el enfriamiento del mismo supone una transferencia de calor hacia el agua almacenada, por lo que la temperatura de esta se incrementa.

Este incremento de temperatura que sufre el agua debido al enfriamiento del aire, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{\text{aire}} = \frac{Q_{\text{máxima}}}{V_{\text{ag}} * \rho_{\text{ag}} * c_{p_{\text{ag}}}} \quad (7-3)$$

Donde:

$\Delta T_{\text{aire}}$  : Incremento de temperatura que experimenta el agua del depósito debido al funcionamiento de los conductos de aire enterrados.

$V_{\text{ag}}$  : Volumen de agua que circula por el Qanat, se han tomado 100 m<sup>3</sup>.

$\rho_{\text{ag}}$  : Densidad del agua.

$cp_{\text{ag}}$  : Calor específico del agua.

$Q_{\text{máxima}}$  : Máxima transferencia de calor que recibe el agua debido a la circulación del aire. Este valor se calcula a través de la siguiente expresión:

$$Q_{\text{máxima}} = \frac{\dot{V}_{\text{aire}} * \rho_{\text{aire}} * cp_{\text{aire}} * (T_a - T_{\text{sal.aire}})}{\eta_{\text{conductos}}} \quad (7-4)$$

Donde:

$\dot{V}_{\text{aire}}$  : Volumen de aire que discurre por los conductos, que como ya se ha comentado se han tomado 10000 m<sup>3</sup>/h.

$\rho_{\text{aire}}$  : Densidad del aire.

$cp_{\text{aire}}$  : Calor específico del aire

$T_{\text{sal.aire}}$  : Temperatura que se desea que alcance el aire una vez haya recorrido los conductos, para la simulación llevada a cabo se ha tomado 20 °C.

$\eta_{\text{conductos}}$  : Rendimiento de todo el sistema de conductos, se ha tomado un rendimiento de 0.6.

Quedaría, con estas dos expresiones, totalmente definido el incremento de temperatura que sufre el agua del depósito en el momento en el que los conductos se encuentran en funcionamiento.

Como se ha podido comprobar, la actividad de este sistema no se solapa en ningún momento con el funcionamiento de las boquillas, por tanto, en cada caso, la temperatura a la que se encuentra el agua almacenada en el depósito se calculará de una u otra forma.

Así mismo, existen períodos de tiempo en los que bien debido al horario, o bien debido a las condiciones climáticas, ni las boquillas ni los conductos de aire se encuentran funcionando. Sin embargo, existe un segundo factor muy importante, de lo que anteriormente se han mencionado, y es el terreno.

## 2. Transferencia de calor con el terreno.

La instalación subterránea, se encuentra en contacto por todas partes con el terreno, tal y como se puede comprobar en el Figura 7-5. Este medio se encuentra a una determinada temperatura según las condiciones climáticas de cada día así como influenciado por la profundidad a la que se disponga el sistema. Por tanto, existe una transferencia de calor del mismo hacia el agua del depósito. El terreno, a mayor temperatura, cede calor al agua almacenada.

Durante las horas en las que no están funcionando las boquillas, este calor se hace más notable, ya que en caso contrario, el efecto de las boquillas es predominante. Por tanto, en las horas en las que el sistema de pulverización de agua a través de las boquillas se encuentre parado, es necesario contabilizar el incremento de temperatura que sufre el agua del Qanat debido a la transferencia de calor por parte del terreno.

Este incremento de temperatura que experimenta el agua del sistema se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\Delta T_{\text{terreno}} = \frac{Q_{\text{Qanat-terreno}}}{V_{\text{ag}} * \rho_{\text{ag}} * c p_{\text{ag}}} \quad (7-5)$$

Donde:

$\Delta T_{\text{terreno}}$  : Incremento de temperatura que experimenta el agua del depósito debido a la transferencia de calor procedente del terreno.

$Q_{\text{Qanat-terreno}}$ : Calor que cede el terreno al agua del depósito. Este valor se obtiene a través de una simulación con el programa FLUENT.

Definida la influencia, tanto del sistema de enfriamiento de aire, como la del terreno, queda totalmente cerrado el funcionamiento del sistema completo.

A modo de resumen se ordenan, antes de analizar los resultados derivados de la integración de todo el sistema, el modo de operar de cada subsistema así como los momentos en los que se contabiliza la influencia del terreno:

- Subsistema de pulverización mediante boquillas: El funcionamiento de este subsistema tiene lugar durante las noches de los días de diario y siempre y cuando  $T_{\text{ag.dep}} > T_{\text{bh}}$ .
- Subsistema de conductos de aire: La circulación de aire a través de los conductos se da cuando la temperatura ambiente supera los 28 °C y es viernes, sábado o domingo entre las 11:00 y las 23:00 horas.
- Transferencia de calor con el terreno: Este flujo de calor será tenido en cuenta siempre y cuando las boquillas de dispersión no se encuentren en funcionamiento.

Implementado e integradas todas las condiciones definidas, se simula el sistema completo, para los cuatro meses del verano de 2018 ya especificados y se obtienen una serie de resultados que se van a analizar en las líneas posteriores.

En primer lugar, tal y como se hizo en el caso de la situación ideal, se va a presentar una primera visualización global de la evolución de la temperatura a la que se encuentra el agua en el depósito ( $T_{\text{ag.dep}}$ ).

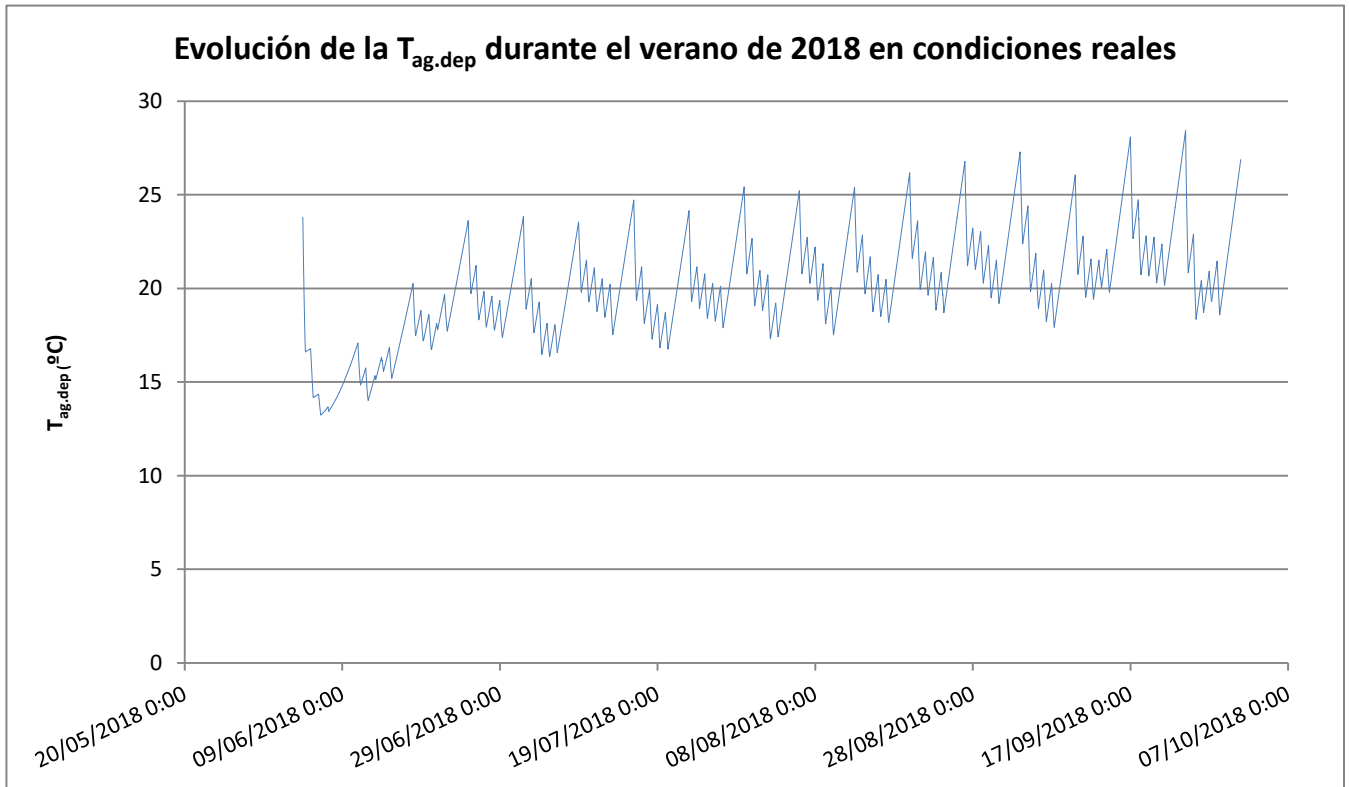


Figura 7-6. Evolución de  $T_{ag.dep}$  durante el verano de 2018 en condiciones reales.

Si se realiza una primera comparación rápida con la Figura 7-1, que se corresponde con el caso ideal, se puede observar como existen grandes diferencias entre ambas:

- En primer lugar, la temperatura a la que se encuentra el agua del depósito al inicio de semana, al no contar con la imposición de los 24 °C empleada en la situación ideal, en la mayoría de los comienzos de semana se encuentra en valores superiores.
- En segundo lugar, las temperaturas mínimas alcanzadas por el agua almacenada cada semana, se quedan muy lejos de los 13 °C que se podían llegar a alcanzar con el depósito completamente aislado.
- La evolución de  $T_{ag.dep}$  en cada una de las semanas ya no es una línea descendente a lo largo de los días que componen la misma, sino que sufre aumentos debido al calor que recibe del terreno así como del aire que se consigue enfriar. Este hecho se puede ver con mayor detalle si se analiza la evolución de la  $T_{ag.dep}$  en un par de semanas de manera independiente, tal y como se muestra en las siguientes figuras.

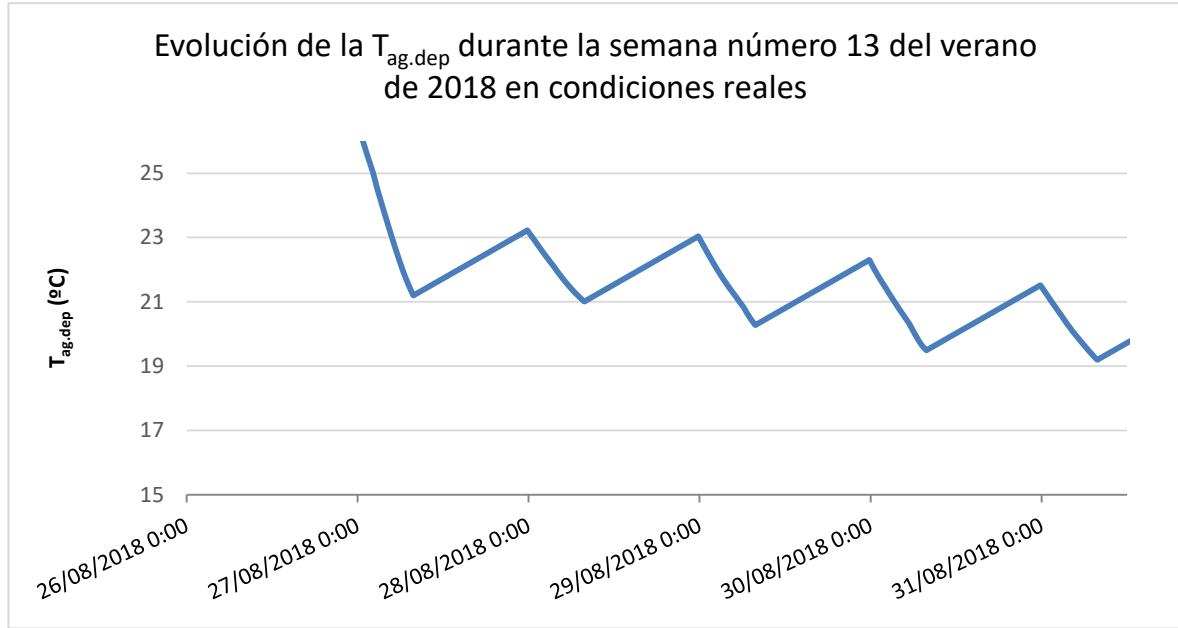


Figura 7-7. Evolución de  $T_{ag.dep}$  durante la semana número 13 de los meses del verano de 2018 estudiados en condiciones reales.

Tanto en esta figura como en la que se va a mostrar a continuación se puede comprobar cómo mientras durante las horas de la noche, en las que se encuentran en funcionamiento las boquillas, el  $T_{ag.dep}$  se va reduciendo, cuando llega el día, debido al calor transmitido por el terreno hacia el agua, que se encuentra a menor temperatura, la temperatura de esta última se va incrementada. Además, hay que destacar que la gráfica, que muestra los días de lunes a viernes (ya que son los que nos interesan pues el objeto del presente proyecto es el estudio de las boquillas, que funcionan durante estos días) terminan en una recta ascendente. Este incremento se debe en estos días, además de al calor transferido por el terreno, al calor que recibe el agua al enfriar el aire que discurre por los conductos enterrados, los cuales, como ya se ha explicado con anterioridad, funcionan durante estos días.

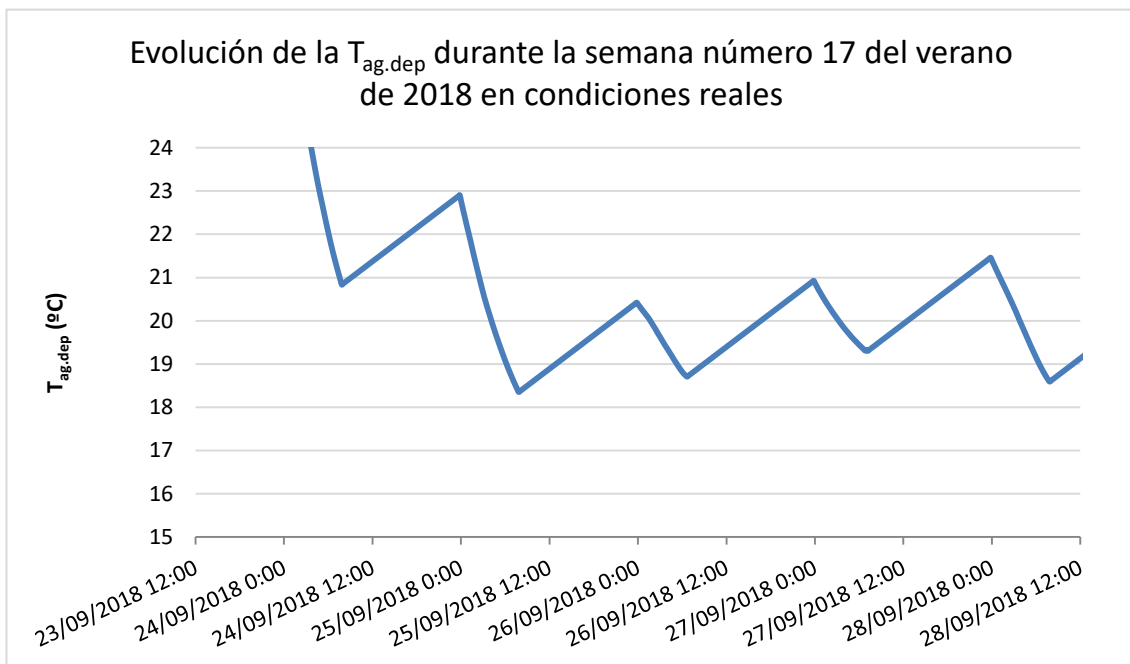


Figura 7-8. Evolución de  $T_{ag.dep}$  durante la semana número 17 de los meses del verano de 2018



estudiados en condiciones reales.

En esta última figura, tal y como se comentó en la anterior, se denotan con claridad las diferencias que suponen tratar el sistema como ideal o como real, añadiendo además el subsistema de enfriamiento de aire a través de conductos.

Estas temperaturas tan superiores alcanzadas por el agua del depósito en este caso comparado con el caso en el que se trataba al sistema como ideal, provocan que las horas de funcionamiento de las boquillas en una situación y en otra también presente claras diferencias, las cuales se muestran en la siguiente gráfica.

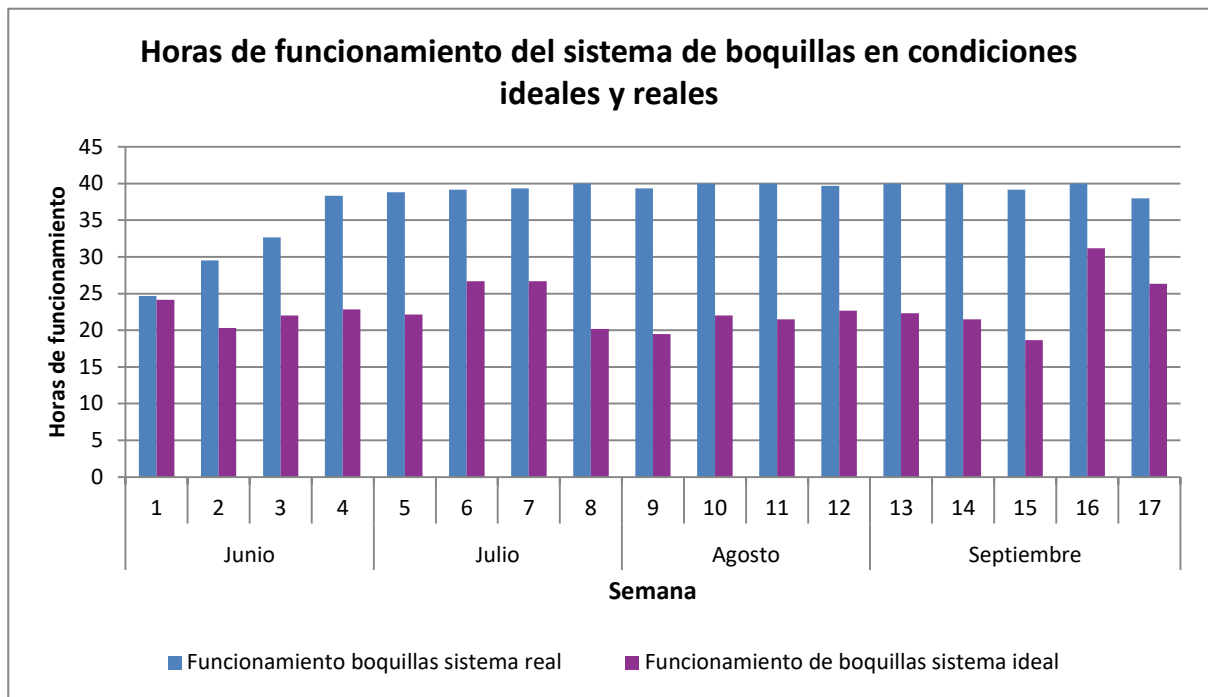


Figura 7-9. Comparación horas de funcionamiento de las boquillas en sistema ideal y real.

Establecida clara la diferencia entre los resultados obtenidos del sistema según se trate el mismo de una forma ideal o real, a continuación se van a analizar los resultados que definen el modo de funcionamiento de este último.

Como ya se ha comentado, el sistema de enfriamiento tratado consta a su vez de dos subsistemas:

- Subsistema de enfriamiento de agua mediante boquillas pulverizadoras.
- Subsistema de enfriamiento de aire mediante su paso a través de conductos enterrados.

El objetivo del presente proyecto se centra en el estudio del primer subsistema, tal y como el nombre del mismo indica, por lo tanto, los análisis van a centrar la atención en el estudio de este.

El funcionamiento de las boquillas, durante las noches de los días de diario, viene determinado por la temperatura de bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ) y la temperatura del agua que se encuentra en el depósito ( $T_{ag,dep}$ ). En las siguientes tablas se recogen los valores medios de esta temperatura, tanto media a lo largo de la semana, como final (el viernes de cada semana pues es el día de la semana en el que se finaliza el posible funcionamiento de las boquillas) para cada una de las semanas, así como las horas que se encuentran las boquillas en funcionamiento cada día y por tanto, cada semana, tal y como se hizo en el apartado anterior para el caso ideal.

Tabla 7-3. Horas de funcionamiento de las boquillas,  $T_{ag.dep}$  media y final de cada semana en los meses de Junio y Julio de 2018, caso real

	JUNIO				JULIO			
	1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Lunes</i>	8	8	8	8	8	8	8	8
<i>Martes</i>	8	7	7	8	8	7	8	8
<i>Miércoles</i>	7	2	8	7	8	8	8	8
<i>Jueves</i>	2	6	2	8	8	8	8	8
<i>Viernes</i>	0	7	8	8	7	8	8	8
<i>Horas/semana</i>	25	30	33	38	39	39	39	40
$T_{ag.dep}$ media (°C)	15.09	16.34	19.09	19.77	18.98	20.40	19.51	20.47
$T_{ag.dep}$ final de semana (°C)	14.20	15.28	17.73	17.41	16.70	17.55	16.78	17.91

Tabla 7-4. Horas de funcionamiento de las boquillas,  $T_{ag.dep}$  media y final de cada semana en los meses de Agosto y Septiembre de 2018, caso real

	AGOSTO				SEPTIEMBRE				
	9	10	11	12	13	14	15	16	17
<i>Lunes</i>	8	8	8	8	8	8	8	8	8
<i>Martes</i>	8	8	8	8	8	8	8	8	8
<i>Miércoles</i>	8	8	8	8	8	8	8	8	7
<i>Jueves</i>	8	8	8	8	8	8	8	8	7
<i>Viernes</i>	7	8	8	8	8	8	8	8	8
<i>Horas/semana</i>	39	40	40	40	40	40	39	40	38
$T_{ag.dep}$ media (°C)	20.51	20.95	21.14	21.71	22.22	21.34	22.16	23.01	21.37
$T_{ag.dep}$ final de semana (°C)	17.52	17.53	18.21	18.73	19.22	17.94	19.81	20.19	18.61

Si se representa el conjunto de horas por semana de funcionamiento de las boquillas junto con las  $T_{ag.dep}$  media y final correspondientes, se obtiene la gráfica mostrada en la Figura 7-10.

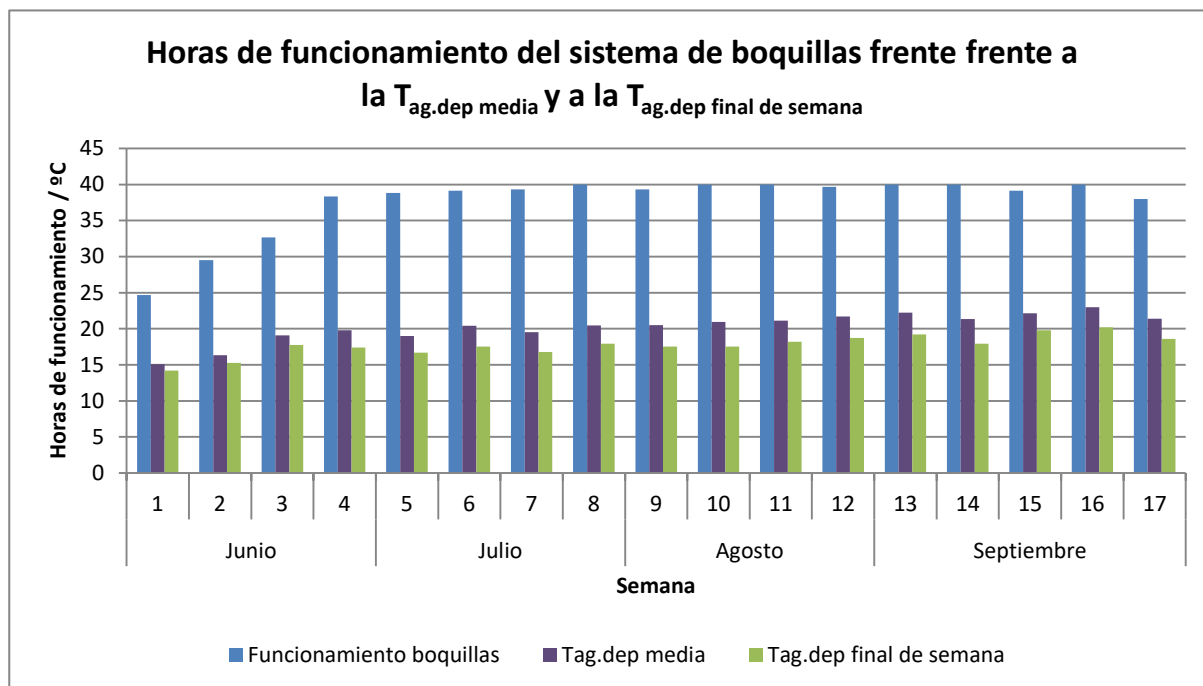


Figura 7-10. Funcionamiento de las boquillas frente a  $T_{ag.dep}$  media y final de cada semana, caso real.

A pesar de que la  $T_{ag.dep}$  media es muy parecida en la mayoría de las semanas, en ciertos casos, como puede ser la primera semana, en la cual se registran temperaturas ambiente inferiores, se ve como las horas de funcionamiento del sistema de enfriamiento de agua mediante boquillas es un poco inferior al resto de semanas, manteniendo sin embargo la diferencia que se puede percibir entre horas de funcionamiento y  $T_{ag.dep}$ . Por el contrario, en la semana número 13, donde la  $T_{ag.dep}$  media alcanza prácticamente los 23 °C, se llega a 40 horas de funcionamiento de las boquillas.

Se comprueba, tal y como ya se hizo en la Figura 7-9, como el número de horas de funcionamiento del sistema de boquillas es bastante superior al obtenido del caso ideal, debido a la imposibilidad de mantener la temperatura del agua del depósito en valores tan bajos como se conseguían en este caso.

Por otro lado, se encuentra el sistema de enfriamiento de aire haciéndolo pasar por los conductos enterrados anteriormente mostrados en la Figura 7-5. El funcionamiento de este sistema depende de la temperatura ambiente ( $T_a$ ), ya que para que se pongan en marcha esta debe de superar los 28 °C. En la siguiente figura se muestra una comparativa entre las horas de funcionamiento de este sistema (durante os fines de semana) y las horas que está funcionando el sistema de boquillas (entre semana).

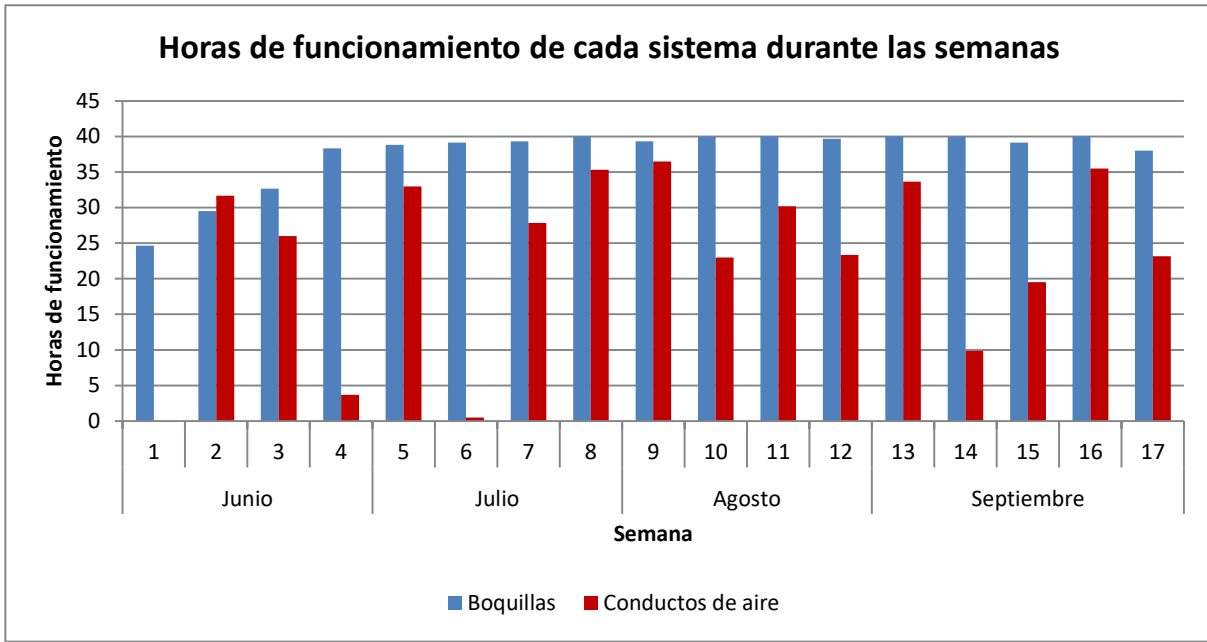


Figura 7-11. Funcionamiento de ambos subsistemas durante los 4 meses del verano de 2018, caso real.

Se puede comprobar tras esta representación cómo, a pesar de las menores opciones de funcionamiento del sistema de enfriamiento de aire, existen bastantes semanas en las cuales las horas que está activo este subsistema se asemejan en gran medida a las de funcionamiento de las boquillas. No obstante, y como es de esperar, la gran mayoría de las semanas se invierte mayor cantidad de horas en el funcionamiento de las boquillas que en el enfriamiento de aire.

Por último, para concluir este apartado se va a mostrar una gráfica en la que se recoge, para cada una de las semanas, la  $T_{ag.dep}$  media a la que se consigue tanto en el sistema ideal como en el sistema real.

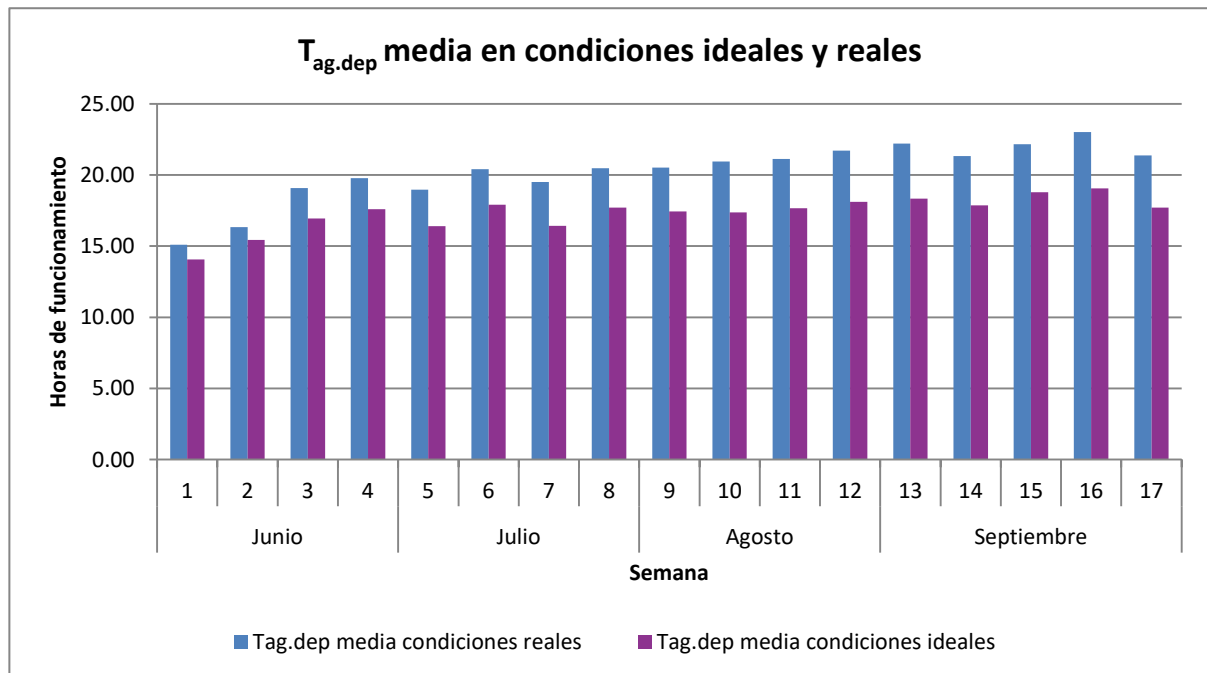


Figura 7-12.  $T_{ag.dep}$  media para cada semana y en cada una de las situaciones objeto de estudio, ideal y real.

Como puede comprobarse, en el caso ideal, sin penalización ninguna por parte ni del terreno ni del sistema de enfriamiento de aire, la Tag.dep alcanzada en cada semana es siempre inferior a la obtenida de la simulación del caso real. No obstante, hay que tener en cuenta que las diferencias de temperatura entre ambos casos son muy pequeñas y que además en el caso real, a parte de enfriar agua durante la semana, se está utilizando el agua subterránea para otro método de refrigeración, a través del enfriamiento del aire que circula por los conductos enterrados. Queda por tanto comprobada la viabilidad del sistema, así como la eficiencia del mismo.



# 8 DISEÑO DE APLICACIÓN PARA USUARIO

---

*El secreto de la creatividad es saber ocultar tus fuentes.*

*- Albert Einstein -*

Una vez obtenido el código que define el comportamiento de las boquillas, el siguiente objetivo consiste en la codificación de una demo en el propio programa de EES. De esta manera, un usuario cualquiera que cuente con una boquilla podrá, utilizando esta aplicación, conocer la eficiencia de la misma a partir de una serie de datos de entrada introducidas por él mismo.

Para poder comenzar con la codificación de la aplicación en la sección de EES denominada Diagram Window, es necesario introducir una serie de cambios y cálculos adicionales en el código de partida, correspondiente a una única gota aislada.

Este conjunto de nuevas variables y cálculos en el código se deben a:

- El tratamiento del jet global, y no de gotas de agua aislada que forman parte del mismo.
- Los datos de partida que se le van a solicitar al usuario para poder obtener la eficiencia de su boquilla. Estos datos deben de ser variables sencillas y claras que puedan ser manejadas por cualquier tipo de persona.

Dicho esto, la primera variación que es preciso introducir en el código es la implementación de un bucle *for*, de tal manera que recorra el código de partida tantas veces como gotas de condiciones iniciales distintas se tengan.

Como ya se ha dicho, las modificaciones están directamente relacionadas con las variables de entrada, cuyo valor es introducido por el usuario, pero también por los resultados que debe mostrar el programa al mismo.

A continuación se explican cada una de estas variables, clasificándolas en los siguientes grupos.

## 8.1 Datos de entrada

Los datos de entrada son aquellos que el usuario que quiera utilizar la aplicación debe introducir en su lugar correspondiente para que el programa pueda ejecutarse. Estos valores serán implementados en sus casillas correspondientes dentro de la Diagram Window y estarán directamente vinculados al código el cual una vez los reciba, comenzará a realizar todos los cálculos.

El programa cuenta con seis datos de entrada directos, es decir, un único valor para el conjunto de la boquilla, y cuatro variables que definirán las características necesarias de cada grupo de gotas con propiedades diferentes.

Los valores directos que el usuario deberá introducir son los siguientes:

1. Condiciones ambientales, dentro de las cuales los datos a conocer son:
  1. Temperatura del aire ( $T_a$ ), en grados centígrados ( $^{\circ}\text{C}$ ).
  2. Humedad absoluta ( $Y_{ai}$ ).
  3. Temperatura inicial con la que se impulsa el agua ( $T_i$ ), expresada en grados centígrados ( $^{\circ}\text{C}$ ).
2. Disposición de la boquilla, en la cual se incluye la especificación de:
  1. Altura con respecto al nivel del suelo a la que se sitúa la boquilla ( $H$ ), definida en metros (m). Esta variable no se encontraba hasta el momento implantada como tal en el código desarrollado para la gota aislada, sin embargo, sí que estaba presente en las ecuaciones la velocidad inicial ( $v_i$ ) con la que esta se lanza, por tanto, se relacionan ambas variables mediante la siguiente ecuación:

$$|v_i| = \sqrt{2 * g * H} \quad (8-1)$$

El motivo por el que se opta por pedir al usuario la altura en lugar de directamente el valor de la velocidad inicial es que se considera que el primer valor es mucho más sencillo y accesible para cualquier persona que no la velocidad inicial, la cual puede no ser conocida por el usuario.

3. Propiedades del jet, siendo necesarios:
  1. Caudal de agua que sale de la boquilla ( $\text{Caudal}_{\text{jet}}$ ) en litros por minuto (l/min).
  2. Número de tramos ( $N$ ), que se refiere al número de gotas que existen con diferentes propiedades de partida.

Por otro lado, para cada tramo, será necesario especificar ciertas propiedades iniciales de las gotas que lo constituyen, entre las cuales se encuentran:

1. Diámetro inicial medio de la gota ( $d_{ij}$ ), expresado en metros (m), que se refiere a la dimensión característica inicial de las gotas que componen cada uno de los tramos.
2. Velocidad inicial con la que son lanzadas las gotas pertenecientes al tramo correspondiente ( $v_{ij}$ ), expresada en metros por segundo (m/s).
3. Ángulo inicial con el que se lanzan las gotas ( $\alpha_i$ ), expresado en grados. Con el objetivo de facilitar la comprensión por parte del usuario de este dato, se proporciona un esquema representativo en el que se le muestra al mismo, dependiendo de cómo disponga la boquilla para la aplicación que se le dé, cuál será el ángulo que le corresponda.



El esquema gráfico es el que se muestra a continuación:

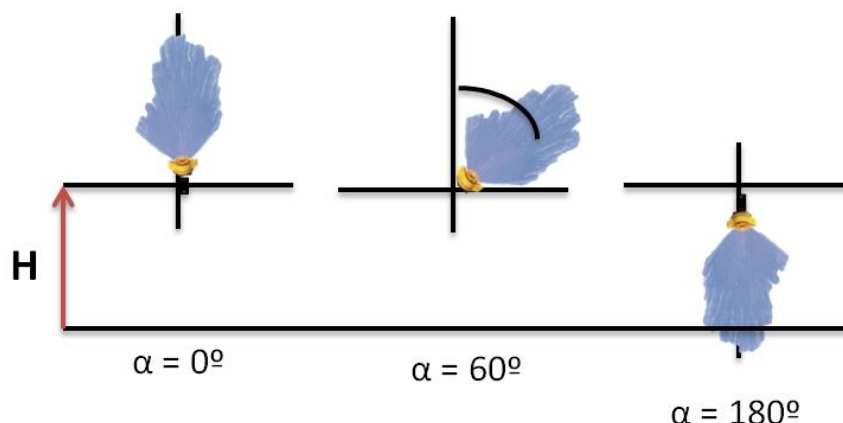


Figura 8-1. Esquema orientativo para selección del ángulo con el que se dispone la boquilla.

Como puede observarse en la figura, el ángulo está tomado sobre la vertical, de tal forma que si el agua del tramo es lanzada hacia arriba, el ángulo a disponer como dato de entrada sería de 0°. Por el contrario, cuando se impulsa hacia abajo, el ángulo sería de 180°.

Así mismo, se puede apreciar en esta imagen cómo se encuentra representada la altura (H) a la que se dispone la boquilla.

4. Fracción volumétrica del tramo del que se trata ( $f_{vi}$ ), es decir, el tanto por uno que le corresponde al tramo con respecto al volumen total lanzado por la boquilla.

Estas variables, que definen a cada uno de los tramos, serán introducidas por el usuario en una tabla como la que se muestra a continuación, disponible en la ventana *Lookup* del programa EES:

Tabla 8-1. Datos de entrada

Número de tramo	Diámetro medio (m)	Velocidad inicial (m/s)	Ángulo inicial (°)	Fracción volumétrica
1				
2				
3				
...				
N				

En la tabla anterior, las casillas en blanco serán rellenadas con los datos aportados por el usuario, característicos de la boquilla que pretende estudiar.

De esta manera, contando con estos datos de partida correspondientes a cada uno de los tramos, el programa hará tantas pasadas por el código como tramos se dispongan. En cada una de estas pasadas, los datos del tramo analizado serán tomados de una tabla *Lookup*, en la que serán introducidos.

Dentro de la tabla *Lookup* se tendrán tantas filas como tramos se hayan especificado como dato de entrada y cuatro columna, cada una de las cuales correspondientes a cada una de las variables de tramo especificadas anteriormente. Así, al terminar cada pasada, el índice “i” que emplea la función *for* se aumentará en una unidad, pasando con este cambio a la fila siguiente y por tanto a los datos correspondientes al tramo posterior.

## 8.2 Datos de salida

Introducidos los datos de entrada en la aplicación, el código comienza a ejecutarse y finaliza con la muestra de una serie de resultados de interés para el usuario.

Como resultado, el programa proporciona dos datos de tipo numérico. Por un lado, y es el que más interesa al usuario, se encuentra la eficiencia de la boquilla, que es lo que finalmente se va buscando al crear la aplicación. Por otra parte, el programa proporcionará la pérdida de volumen total de agua que sufre la boquilla durante su funcionamiento.

En cuanto a la pérdida de volumen ( $Pérdida_{volumen}$ ), se proporciona con el objetivo de que muestre el porcentaje de agua que se pierde en el camino recorrido por el conjunto de las gotas de jet, de la totalidad de la boquilla, suma de las gotas que componen todos y cada uno de los tramos.

En el cálculo de este valor intervienen dos variables que se definirán en el próximo apartado:

- Caudal de agua que sale de la boquilla ( $Caudal_{jet}$ ).
- Caudal final del jet ( $Caudal_{jetfinal}$ ).

La expresión que relaciona estas dos variables para el cálculo del volumen total perdido por la boquilla es la siguiente:

$$Pérdida_{volumen} = \frac{Caudal_{jet} - Caudal_{jetfinal}}{Caudal_{jet}} * 100 \quad (8-2)$$

Es preciso recordar que a la hora de implementar esta ecuación hay que asegurarse que ambos caudales, inicial y final, se encuentren en las mismas unidades.

Esta información es de gran interés pues cuanto menor sea la cantidad de agua perdida, menor caudal de agua nueva será necesario introducir en el sistema, ya que el volumen de agua conservada se recircula para volver a ser impulsada.

De esta manera si el usuario, al ver el valor de esta variable considerase que el caudal retornado, y por tanto reutilizado, debería de ser mayor, tendría la posibilidad de detectarlo a tiempo y poner las medidas necesarias que considerase oportunas para salvar mayor cantidad de caudal. Todo esto siempre dentro de los límites posibles, ya que el caudal de agua que se pierde por evaporación es imposible rescatarlo, sin embargo, podría tomar medidas sobre, por ejemplo, la disposición o forma del sistema, con el objetivo de evitar que las gotas caigan fuera del mismo y se pierdan.

Por otra parte, tal y como se ha dicho, el objetivo principal del programa consiste en proporcionar al usuario la eficiencia total de la boquilla que se trata. El cálculo de esta eficiencia se hace a partir de dos valores, uno de ellos aportado por el propio usuario como dato de entrada y el segundo, obtenido a través de la ejecución del código. Estos dos valores son los siguientes:

1. Fracción volumétrica ( $f_{vi}$ ), que como ya se ha explicado dentro del apartado de datos de entrada consiste en un valor proporcionado por el usuario para cada uno de los tramos e indica el porcentaje de volumen sobre el caudal total impulsado por la boquilla que supone cada tramo.
2. Eficiencia de cada uno de los tramos ( $\eta_i$ ). Se trata de un resultado obtenido para cada una de las iteraciones y que hace referencia al rendimiento que presenta cada tipo de gota a la hora de ser empleada con la finalidad con la que se emplea, refrigeración natural.

Definidas estas dos variables, el rendimiento total de la boquilla se expresa a partir de ellas mediante la siguiente expresión (8-3):

$$\eta_{boquilla} = \sum_{i=1}^{i=N} f_{vi} * \eta_i \quad (8-3)$$

Donde N representa el número de tramos en los que se puede dividir el caudal impulsado por la boquilla.

### 8.3 Cálculos adicionales

Adicionalmente a las variables anteriormente mencionadas, necesarias para el inicio de la ejecución del código y la muestra de los resultados finales, se implementan en el programa una serie de cálculos adicionales que permiten, entre otras cosas, verificar el correcto funcionamiento del código y controlar la adecuación de los parámetros a los rangos determinados.

Entre estos cálculos se encuentran:

1. Caudal de cada uno de los tramos (Caudal<sub>i</sub>). Se ha nombrado dentro de los datos de entrada el caudal de agua que sale de la boquilla, valor que el usuario proporciona al programa y que directamente no se encuentra explícito en ninguna de las ecuaciones que rigen el comportamiento del fluido que sale del surtidor. Pues bien, este dato de entrada se emplea para conocer el caudal de agua que le corresponde a cada tramo.

A partir de la fracción volumétrica del tramo, se puede calcular el caudal de agua contenido en el mismo mediante la ecuación (8-4):

$$Caudal_i = Caudal_{jet} * f_{vi} \quad (8-4)$$

Es decir, que el caudal de cada tramo “i” es el producto del caudal total de agua que sale de la boquilla, multiplicado por la fracción volumétrica de dicho tramo.

2. Número de partículas de cada uno de los tramos (N<sup>o</sup><sub>pi</sub>). Se trata de otra de las variables adicionales que se han implementado en el código y cuyo conocimiento del valor puede ser de interés para el usuario (aunque no vaya a salir directamente como uno de los resultados principales en la pantalla de resultados, se podrá consultar su valor accediendo al código del programa).

La forma de calcular esta variable es precisamente a partir de la anterior, es decir, a partir del caudal con el que cuenta cada uno de los tramos definidos.

La fórmula empleada para obtener este valor ha sido la siguiente:

$$Caudal_i = N_{pi} * \frac{4}{3} * \pi * r^3 * \rho_w \quad (8-5)$$

Como puede observarse, el caudal depende del radio de las gotas correspondientes al tramo tratado. Este radio puede ser tanto el inicial como el final, de hecho, variar uno u otro permite definir el caudal inicial y final del tramo.

Este hecho se debe a que el número de partículas es siempre el mismo, al inicio y al fin del recorrido, no se está considerando la posibilidad de que haya partículas que se evaporen por completo (pierdan toda su masa). Por tanto, el origen de la variación en el caudal que finaliza el recorrido con respecto al que lo inicia se encuentra en esa reducción del tamaño de las gotas que componen cada uno de los diferentes tramos en los que se divide el jet.

3. Caudal final del jet (Caudal<sub>jetfinal</sub>). La definición de esta variable puede ser de gran interés para el propietario de la boquilla, pues indica el caudal de agua que se recoge al final del recorrido de la misma.

El cálculo de esta variable se lleva a cabo conocido el caudal final de cada uno de los tramos (Caudal<sub>ifinal</sub>), tal y como se expone en la ecuación (8-6) que se muestra a continuación:

$$Caudal_{jetfinal} = \sum_{i=1}^{i=N} Caudal_{ifinal} \quad (8-6)$$

El caudal final total recogido por el sistema, será una simple suma del caudal final que se conserve de cada uno de los tramos que conforman el flujo de la boquilla.

Dentro de esta expresión, tal y como se indicó en la definición del número de partículas, el caudal final conservado de cada tramo se calculará a partir de esta variable, empleando en la ecuación (8-5) el radio final de las gotas correspondientes al tramo de que se trate en cada momento ( $r_{if}$ ). De esta forma, la ecuación quedaría como se indica:

$$Caudal_{ifinal} = N_{pi}^o * \frac{4}{3} * \pi * r_{if}^3 * \rho_w \quad (8-7)$$

Definido este valor, el caudal de agua que retorna al sistema queda totalmente acotado.

Al igual que se ha comentado a la hora de definir la pérdida de volumen del sistema (dato de salida del programa), esta variable permitirá tomar medidas al usuario al respecto del diseño de su sistema en caso de que fuese necesario.

4. Porcentaje de masa evaporada en cada tramo (% evaporado). Este valor se calculará a partir de la masa inicial ( $m_i$ ) y de la masa final ( $m_f$ ) de gotas de agua que correspondan a cada tramo evaluado. La ecuación que se emplea es por tanto la que se muestra a continuación (8-8):

$$\% \text{ evaporado} = \frac{m_i - m_f}{m_i} * 100 \quad (8-8)$$

Similar a la información proporcionada por la variable Pérdida<sub>volumen</sub>, muestra la cantidad de fluido que no retorna al sistema y que, por tanto, no puede ser reutilizado.

## 8.4 Imagen y funcionamiento final de la aplicación

Como ya se ha comentado, el usuario debe introducir en el programa una serie de datos de entrada correspondientes a condiciones ambientales, disposición física de la boquilla y características de las gotas impulsadas por la misma, clasificadas por tramos.

Por tanto, al ejecutar el programa los pasos a realizar por el mismo siguen el orden que se expone a continuación:

1. En primer lugar debe de introducir los valores de los datos correspondientes a las condiciones ambientales ( $T_a$  y  $Y_{ai}$ ), en sus respectivas casillas. Estos datos serán implementados manualmente.
2. A continuación, deberá rellenar los valores correspondientes a las características del jet, es decir, el caudal del mismo (Caudal<sub>jet</sub>), el número de tramos con el que cuenta el mismo (N), y la temperatura

inicial del agua que impulsa la boquilla ( $T_i$ ). De igual forma que en el caso anterior, la manera de implementar estos valores será manual.

3. Por último, en cuanto a datos de entrada se refiere, el usuario deberá de rellenar la tabla *Lookup* en la que, por fila, diferenciará las características de cada uno de los tramos, ya explicadas anteriormente. En este caso, los datos podrán ser copiados y pegados directamente sobre la tabla si así ordenados los posee el usuario.
4. Una vez introducidos, todos los datos de entrada, el único paso que le queda por realizar al usuario es darle al botón de calcular y esperar a la salida de los resultados en la misma pantalla.

El diseño de la pantalla de esta aplicación, conectada internamente con el código en el que se han implementado todas las ecuaciones anteriormente explicadas, es el siguiente:

The screenshot displays the main application window with the following sections:

- DATOS DE ENTRADA**
  - CONDICIONES AMBIENTALES:**  $T_a = 20$  [°C],  $Y_{ai} = 0.01$
  - DISPOSICIÓN DE LA BOQUILLA:** Diagram showing three nozzles at different angles:  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\alpha = 60^\circ$ , and  $\alpha = 180^\circ$ . The height is  $Altura_1 = 0.4998$  [m].
  - PROPIEDADES DEL JET:**  $Caudal_{jet\min} = 2$  [l/min],  $Numero_{tramos} = 10$ ,  $T_i = 24$  [°C]
  - PROPIEDADES DE CADA TRAMO:** Indicated by an arrow pointing to the lookup table.
- RESULTADOS FINALES:**
  - $Eficiencia_{boquilla} = 1$
  - $Pérdida_{volumen} = 1$
- Lookup Table:**

Tramos	di	vi	Angulo	fraccionvolumetrica
Row 1	0.0006	3.13	170	0.001
Row 2	0.000563	3.13	170	0.25
Row 3	0.0005259	3.13	170	0.326
Row 4	0.0004889	3.13	170	0.241
Row 5	0.0004519	3.13	170	0.013
Row 6	0.0004148	3.13	170	0.027
Row 7	0.0003778	3.13	170	0.142
Row 8				
Row 9				
Row 10				
Row 11				
Row 12				
Row 13				
Row 14				

Figura 8-2. Diseño de pantalla principal para la aplicación.



## 9 CONCLUSIONES

---

*Después de escalar una montaña muy alta, descubrimos  
que hay muchas otras montañas por escalar.*

*- Nelson Mandela-*

**A** partir de los diferentes análisis, así como del conjunto de tareas llevadas a cabo a lo largo del desarrollo del presente Trabajo Fin de Máster, se pueden establecer las siguientes conclusiones más relevantes:

- Han sido claramente evidenciadas, así como expuestas, las grandes posibilidades que presenta el enfriamiento evaporativo a partir de agua, recurso de gran abundancia en nuestro planeta, en muy diversas aplicaciones.
- Se ha implementado un código en el programa EES que permite simular el comportamiento de una gota aislada cuando es lanzada bajo determinadas condiciones (ángulo de impulsión, altura con respecto al nivel del suelo, ...). Partiendo de este, se ha obtenido código completo que permite la simulación del conjunto del jet impulsado por una boquilla, del cual se pueden extraer resultados de gran importancia de la misma, como puede ser la eficiencia de enfriamiento con la que esta cuenta.
- El correcto funcionamiento del código implementado en EES ha sido comprobado a través de la calibración del mismo mediante los resultados obtenidos paralelamente con el programa de simulación de FLUENT. Así mismo, se ha llevado a cabo un posterior análisis de sensibilidad de los resultados de ambos programas bajo diferentes condiciones operativas, evidenciándose el correcto funcionamiento del código.
- A partir del sistema implementado en el programa de EES, se ha buscado con éxito, una expresión matemática que defina el rendimiento de cualquier tipo de boquilla a partir de ciertas variables, las cuales se han seleccionado previamente, comprobando su influencia sobre el valor de este parámetro. Las variables que intervienen en esta expresión son las siguientes:
  - Temperatura del aire ( $T_a$ ).
  - Humedad absoluta ( $Y_{ai}$ ).
  - Temperatura inicial gota ( $T_i$ ).
  - Radio inicial gota ( $r_i$ ).
  - Altura disposición boquilla ( $H$ ).
- Partiendo de las condiciones climáticas correspondientes al período estival del año 2018 y del análisis pormenorizado realizado al funcionamiento de la boquilla en los apartados anteriores, se ha

analizado el sistema completo en el que se integran las mismas. El análisis se ha llevado a cabo en dos situaciones muy diferentes.

- Situación ideal: Considerando el depósito completamente aislado, sin tener en cuenta ningún tipo de transferencia de calor con el agua, las temperaturas a las que se consigue mantener esta en el depósito subterráneo, llegan hasta los 13 °C en la mayoría de las semanas.
- Situación real: Considerando la transferencia de calor tanto hacia el suelo que rodea al Qanat, como la que tiene lugar con el sistema de conductos destinados al enfriamiento de aire, las temperaturas que alcanza el agua almacenada en el mismo son ahora bastante superiores, manteniéndose al final de la mayoría de las semanas por encima de los 17 °C.
- Por último, se ha desarrollado una aplicación en el propio programa de EES la cual, haciendo uso del código implementado en este mismo programa, permite a un usuario obtener datos tan importantes como el rendimiento que presenta la boquilla objeto de estudio o el porcentaje de agua que se va a evaporar, a través de la introducción de una serie de parámetros correspondientes tanto a características propias de la boquilla, como a condiciones ambientales bajo las que funciona la misma.

Expuestas el conjunto de conclusiones derivadas del presente proyecto, han quedado demostrados los evidentes beneficios que presenta el uso de boquillas pulverizadoras en soluciones en las que se emplea enfriamiento evaporativo. Soluciones en las que se está haciendo un uso muy poco común del este tipo de sistema, ya que como se ha repetido a lo largo del desarrollo del proyecto, la novedad más importante del mismo es el empleo de la física de esta técnica con el objetivo de enfriar el propio agua, buscando por otra parte, la mínima evaporación de la misma.



## ANEXO I. CÓDIGO DE EES BOQUILLA

En el presente Anexo se muestra el código completo de EES utilizado para la simulación de la boquilla completa:

{ ECUACIONES }

{ Datos }

```
rho = Density(Air_ha,T=Ta,P=Pa)           {kg/m3}
cp=Cp(Air_ha,T=Ta,P=Pa)                 {kJ/kg*K}
mu=Viscosity(Air_ha,T=Ta,P=Pa)          {kg/ms}
k=Conductivity(Air_ha,T=Ta,P=Pa)        {W/mK}
nu = KinematicViscosity(Air_ha,T=Ta,P=Pa) {m2/s}
Pr=Prandtl(Air_ha,T=Ta,P=Pa)
```

{ DATOS QUE METE EL USUARIO }

```
Yai = 0.0075
T_i = 14.3                               [°]
Ta = 17.49                               [°C]
Numero_tramos = 1
Caudal_jetlmin=2
Caudal_jet=Caudal_jetlmin/60
```

{ DATOS }

```
rhoag = 998                             {kg/m3}
g = 9.8                                  {m/s2}
Pa = 101.325                             {kPa (Presión ambiente)}
T=0.35
Ky=0.27
```

{ Temperatura de bulbo húmedo }

```
Twb=WetBulb(AirH2O,T=Ta,w=Yai,P=Pa)
```

```
duplicate i=1,Numero_tramos
```

```
di[i] = Lookup('Tramos', i, 'di')        {m}
v_i[i] = Lookup('Tramos', i, 'vi')       {m/s}
Angulo_i[i] = Lookup('Tramos', i, 'Angulo') {°C}
Fraccion_volumetrica[i] = Lookup('Tramos', i, 'fraccionvolumetrica')
```

```
Caudal[i]=Caudal_jet*Fraccion_volumetrica[i]
Caudal[i]=N_Partículas[i]*4/3*pi*(r_i[i]^3)*rhoag
Caudalfinal[i]=N_Partículas[i]*4/3*pi*(r[i]^3)*rhoag
r_i[i] = di[i]/2                          {m}
v[i] = (abs(vx[i])^2+abs(vy[i])^2)^(1/2)
cpag[i]=Cp(Water,T=T_i,P=Pa)             {kJ/kg*K}
hlg[i]=Enthalpy_vaporization(Steam,T=Tw[i]) {kJ/kg}
Ya0[i] = HumRat(AirH2O,T=Tw[i],r=1,P=Pa)
```

**{ Cantidad de movimiento }**

$$dv_{xdt}[i] = -3/8 * f[i] * v[i] * v_x[i] / r[i] * \rho / \rho_{ag}$$

$$f[i] = 24 / Re[i]$$

$$Re[i] = \rho * v[i] * (2 * r[i]) / \mu$$

$$v_x[i] = v_{x\_i}[i] + \text{integral}(dv_{xdt}[i], \text{Time}, 0[\text{sec}], T)$$

$$v_{x\_i}[i] = v_i[i] * \sin(\text{angulo\_i}[i])$$

$$dv_{ydt}[i] = (g * (\rho / \rho_{ag} - 1)) - (3/8 * f[i] * v[i] * v_y[i] / r[i] * \rho / \rho_{ag})$$

$$v_y[i] = v_{y\_i}[i] + \text{integral}(dv_{ydt}[i], \text{Time}, 0[\text{sec}], T)$$

$$v_{y\_i}[i] = v_i[i] * \cos(\text{angulo\_i}[i])$$

**{ Balance de energía }**

$$\rho_{ag} * c_{pag}[i] * dT_{wdt}[i] = (3 * h[i] / r[i] * (T_a - T_w[i])) - ((3 * \rho * K_y / r[i]) * h_{lg}[i] * ((Y_{a0}[i] - Y_{ai}) / (1 - Y_{a0}[i])))$$

$$T_w[i] = T_i + \text{integral}(dT_{wdt}[i], \text{Time}, 0[\text{sec}], T)$$

**{ Balance de masa (BM) }**

**{ Suposición: Nula la solubilidad del aire en el agua ( $W_b = 0$ ) }**

$$\rho * K_y * (Y_{a0}[i] - Y_{ai}) / (1 - Y_{a0}[i]) = -\rho_{ag} * dr_{dt}[i]$$

$$r[i] = r_i[i] + \text{integral}(dr_{dt}[i], \text{Time}, 0[\text{sec}], T)$$

$$S[i] = 4 * \pi * r[i]^2$$

**{ S = superficie exterior de la gota }**

**{ Cálculo de la h }**

$$h[i] = (Nus[i] * k / (2 * r[i])) * 10^{(-3)}$$

**{ kW/m<sup>2</sup>K }**

$$Nus[i] = 2 + (0.6 * Re[i]^{(1/2)} * Pr^{(1/3)})$$

**{ Calcular las masas de gota iniciales y finales }**

$$m_f[i] = \rho_{ag} * 4/3 * \pi * (r[i])^3$$

$$m_i[i] = \rho_{ag} * 4/3 * \pi * (r_i[i])^3$$

**{ Eficiencia }**

$$ef[i] = (m_f[i] * (T_i - T_w[i])) / (m_i[i] * (T_i - T_wb))$$

$$P[i] = ef[i] * Fraccion\_volumetrica[i]$$

$$\text{Porcentaje\_evaporado}[i] = ((m_i[i] - m_f[i]) / m_i[i]) * 100$$

$$\text{abs}(v_i[i]) = (2 * g * \text{Altura}[i])^{(0.5)}$$

end

$$\text{Eficiencia\_boquilla} = \text{SUM}(P[i], i=1, \text{Numero\_tramos})$$

$$\text{Cauda\_jetfinal} = \text{SUM}(\text{Caudalfinal}[i], i=1, \text{Numero\_tramos}) * 60$$

$$\text{Pérdida\_volumen} = ((\text{Caudal\_jetlmin} - \text{Cauda\_jetfinal}) / \text{Caudal\_jetlmin}) * 100$$

# REFERENCIAS

- [1] “El agua en la climatización.” [Online]. Available: <https://air4cool.com/2018/04/18/el-agua-en-la-climatizacion/>. [Accessed: 29-Jun-2019].
- [2] “ACUEDUCTOS MERIDA.” [Online]. Available: <http://www.tarraconensis.com/Merida/acueductosyembalses.html>. [Accessed: 30-Jun-2019].
- [3] E. Bono, “La Europa 20/20/20 y el desarrollo sostenible,” no. February 2019, pp. 1–13.
- [4] Portal Andaluz del Cambio Climático, :: “¿Cómo afecta el cambio climático a Andalucía? ¿Cómo te afecta a ti?” [Online]. Available: <http://www.juntadeandalucia.es/medioambiente/site/pacc/menuitem.f0b2b1e23eb863d9490cda105510e1ca/?vgnnextoid=d5ffd58995cf9210VgnVCM2000000624e50aRCRD&vgnnextchannel=d5ffd58995cf9210VgnVCM2000000624e50aRCRD>. [Accessed: 29-Jun-2019].
- [5] “CartujaQanat combatirá los efectos del cambio climático.”
- [6] M. Lamúa Soldevilla, “El enfriamiento evaporativo, respetuoso con el medio ambiente.” [Online]. Available: <http://www.tecnicaindustrial.es/TIFrontal/a-45-el-enfriamiento-evaporativo--respetuoso-medio-ambiente.aspx>. [Accessed: 29-Jun-2019].
- [7] W. He, L. Xilian, S. Yuhui, Z. Min, and G. Zhaolin, “Research of evaporative cooling experiment in summer of residential buildings in Xi’an,” *Energy Procedia*, vol. 152, pp. 928–934, 2018.
- [8] U. Berardi, P. La Roche, and J. M. Almodovar, “Water-to-air-heat exchanger and indirect evaporative cooling in buildings with green roofs,” *Energy Build.*, vol. 151, pp. 406–417, Sep. 2017.
- [9] D. Kang and R. K. Strand, “Analysis of the system response of a spray passive downdraft evaporative cooling system,” *Build. Environ.*, vol. 157, pp. 101–111, Jun. 2019.
- [10] A. Heidari, R. Roshandel, and V. Vakiloroya, “An innovative solar assisted desiccant-based evaporative cooling system for co-production of water and cooling in hot and humid climates,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 185, pp. 396–409, Apr. 2019.
- [11] J. M. Almodovar and P. La Roche, “Roof ponds combined with a water-to-air heat exchanger as a passive cooling system: Experimental comparison of two system variants,” *Renew. Energy*, vol. 141, pp. 195–208, Oct. 2019.
- [12] D. Pearlmutter and P. Berliner, “Experiments with a ‘psychrometric’ roof pond system for passive cooling in hot-arid regions,” *Energy Build.*, vol. 144, pp. 295–302, Jun. 2017.
- [13] R. Tang and Y. Etzion, “On thermal performance of an improved roof pond for cooling buildings,” *Build. Environ.*, vol. 39, no. 2, pp. 201–209, Feb. 2004.
- [14] A. Spanaki, D. Kolokotsa, T. Tsoutsos, and I. Zacharopoulos, “Assessing the passive cooling effect of the ventilated pond protected with a reflecting layer,” *Appl. Energy*, vol. 123, pp. 273–280, Jun. 2014.
- [15] YouTube, “Boquillas de Aspersión de Cono Lleno BA02 - Difusores de Agua - Spray Nozzles for Spraying Systems -.” [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=bhJjhx-pK1Y>. [Accessed: 30-Jun-2019].
- [16] C. J. Esteban García, “Desarrollo de un procedimiento de evaluación y diseño de estanques en cubiertas. Aplicación a la refrigeración natural de edificios.”
- [17] “Difusión. 1ª ley de Fick 1,” pp. 1–4.
- [18] E. U. Ingeniería Técnica Agrícola de Ciudad Real, “Expresiones del factor de fricción,” *Cátedra Ing.*

- Rural*, pp. 1–10, 2001.
- [19] E. L. Cussler, “Fundamentals of Mass Transfer,” *Diffusion*, pp. 237–273, 2007.
- [20] R. Cuevas García, “Calculo de coeficientes de transferencia,” pp. 1–13, 2013.
- [21] J. F. Coronel Toro, “Colección de Tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor.” .
- [22] R. Cuevas García, “Transferencia.” pp. 1–23.
- [23] R. Belarbi, “Développement d’outils méthodologiques d’évaluation et d’intégration des systèmes évaporatifs pour le rafraîchissement passif des bâtiments.”
- [24] C. Angeles Queirolo, “3 DIFUSIVIDAD MASICA.” [Online]. Available: <https://es.scribd.com/document/357131203/3-DIFUSIVIDAD-MASICA>. [Accessed: 25-May-2019].
- [25] R. Gomes Pimentel, “Measurement and Prediction of Droplet Size Distribution in Sprays,” 2002.
- [26] Cengel, *Heat Transfer*. .
- [27] P. Fernandez Diez, “XIII.- TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL Y FORZADA,” pp. 225–258.
- [28] P. Fernandez Diez, “XV.- TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA,” pp. 223–245.
- [29] R. W. Porter, “Heat and Mass Transfer of Spray Canals,” *J. Heat Transfer*, vol. 96, no. 3, p. 286, Aug. 1974.

