



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

Modelación CFD y validación experimental del proceso de evaporación de agua en un secador por aspersion

Jairo Andrés Gutiérrez Suárez

Universidad Nacional de Colombia
Facultad de Ingeniería, Departamento Ingeniería Mecánica
Bogotá, Colombia
2015

Modelación CFD y validación experimental del proceso de evaporación de agua en un secador por aspersión

Jairo Andrés Gutiérrez Suárez

Tesis presentada como requisito parcial para optar al título de:
Magister en Ingeniería Mecánica

Director:
Dr. Ing. Alexander Gómez Mejía

Línea de Investigación:
Optimización térmica de procesos, secado
Grupo de Investigación:
BIOT - Biomasa y Optimización Térmica de Procesos

Facultad de Ingeniería, Departamento Ingeniería Mecánica
Bogotá, Colombia
2015

Agradecimientos

El autor quiere presentar sus más sinceros agradecimientos a las siguientes personas y organizaciones:

A la Universidad Nacional de Colombia, el grupo de investigación BIOT, a mi director de proyecto, el Dr. Ing. Alexander Gómez, y la directora del grupo BIOT, Dra. Ing. Sonia Rincón. Entre las muchas enseñanzas y observaciones vitales para la realización de este trabajo que recibí de ellos, destaco la meticulosidad que me inculcaron, desde el aspecto matemático al experimental.

A mi asesor del proyecto y compañero de trabajo, Msc. Ing. Alfonso Cubillos ser un punto de apoyo, confianza, y aprendizaje para la realización de este trabajo.

A la Universidad del Valle, y los profesores Dr. Ing. Alejandro Fernández Quintero y Dra. Ing. Claudia Ochoa Martínez, y a los estudiantes de pregrado, maestría y doctorado del grupo de Ingeniería de Alimentos. Sin ellos, la realización de la sección experimental de este trabajo se habría visto comprometida.

Finalmente me permito agradecer al Departamento Administrativo de Ciencia, Tecnología e Innovación, COLCIENCIAS, por el apoyo económico al proyecto "Experimentación, Modelación y Simulación del proceso de secado por aspersión de jugos de frutas tropicales", proyecto al cual me vinculé y del cual obtuve apoyo para la elaboración de este trabajo.

Resumen

En este trabajo se describen los campos de velocidad, humedad y temperatura de aire durante la evaporación de agua en un equipo piloto de secado por aspersión con atomizador rotativo. La descripción se realiza para distintas condiciones operativas mediante un modelo numérico soportado en mediciones experimentales. La descripción numérica se realiza mediante la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes planteadas de forma bi-dimensional axi-simétrica, una aproximación RANS y un modelo de turbulencia $k - \epsilon$ RNG. Mientras que la verificación experimental del flujo de aire se realiza con anemometría de hilo caliente, la humedad y temperatura del aire son medidas con un termohigrómetro capacitivo. Debido a que el modelo CFD sobre-predice la extensión de la corriente central, se evalúa la variación de la constante de viscosidad turbulenta C_μ del modelo. La comparación de los resultados experimentales y numéricos indica tendencias similares, y que la constante de viscosidad turbulenta ejerce un efecto apreciable en el flujo de aire en la corriente central a expensas de una limitada predicción de la zona de alta humedad alrededor del atomizador.

Palabras clave: Secador por aspersión; CFD, gotas; evaporación; flujo de aire; anemometría de hilo caliente.

Abstract

A description of the air velocity, humidity and temperature fields during the process of water evaporation in a pilot co-current spray dryer fitted with a rotary atomizer was carried out. The description was realized in different operating conditions with a numerical model supported on experimental measurements. The numerical model is based on the solution of the two-dimensional axisymmetrical Navier-Stokes equations complemented with a RANS approximation and the RNG $k - \epsilon$ model for the turbulent viscosity. The experimental validation uses hot-wire anemometry to measure the airflow pattern, and a capacity thermo-hygrometer to measure the temperature and humidity fields. Because the first results CFD indicated an over prediction in the jet extent, an evaluation of different viscosity constant values of the model C_μ was realized. The comparison of experimental and numerical results show an acceptable agreement in the pattern of the fields and a improved prediction of the central airflow field using the modified model, at the expense of a limited prediction of the high humidity zone around the atomizer.

Keywords: Spray dryer; CFD; droplet; evaporation; airflow; hot-wire anemometry.

Índice general

1. Introducción	1
2. Planteamiento del Problema	5
2.1. Modelo global CFD	5
2.2. Modelos para fase continua	7
2.2.1. Ecuaciones de gobierno para el flujo	7
2.2.2. Modelos de turbulencia	10
2.2.3. Modelo geométrico y de tiempo	16
2.3. Modelo de la fase discreta	17
2.3.1. Marco de referencia y acople entre fases	17
2.3.2. Modelo de inyección	18
2.3.3. Transporte de momentum	21
2.3.4. Transporte de masa y energía	23
2.4. Métodos experimentales de verificación	27
2.4.1. Síntesis de técnicas disponibles y antecedentes	27
2.4.2. Selección de técnicas	29
2.4.3. Descripción de la técnica de anemometría de hilo caliente	30
2.4.4. Descripción de la técnica de termo-higrometría capacitiva	32
3. Modelo matemático	33
4. Simulación CFD del campo de velocidad, humedad y temperatura	37
4.1. Herramientas y métodos	37
4.1.1. Herramientas de solución	37
4.1.2. Métodos	38
4.2. Diseño de la simulación	40
5. Verificación Experimental	51
5.1. Equipo, sensores y montaje	51
5.2. Plan Experimental	54
5.2.1. Módulo I - Grupo de experimentos preliminares	55
5.2.2. Módulo 2 - Grupo de experimentos principales	59
6. Análisis y comparación de resultados	65
6.1. Módulo experimental I - Resultados experimentos preliminares	65
6.2. Campo de velocidad, humedad y temperatura del aire: Comparación modelo CFD con módulo experimental II.	73
6.2.1. Parte I. Campo de velocidad del aire	73

6.2.2. Evaluación de alternativas para mejorar el comportamiento del modelo CFD	88
6.2.3. Parte II. Campo de humedad y temperatura del aire durante la evaporación de agua	99
6.3. Discusión	106
7. Perspectivas	115
8. Conclusiones	119

Índice de figuras

1-1. Esquema del proceso de secado por aspersión. Tomada y adaptada de http://www.malvern.de/ProcessEng/processes/spraydrying/overview.htm . . .	1
2-1. Esquema general del modelo CFD global y sub-modelos en secado por aspersión.	6
2-2. Detalle de submodelos de flujo de aire aplicables a secado por aspersión. . . .	8
2-3. Detalle de submodelos para evaporación de gotas aplicables a secado por aspersión.	9
2-4. Esquema general del sensor de polímero-capacitivo. Fuente: Adaptado de la hoja de datos técnicos del equipo KIMO, referencia HD-100.	32
4-1. Esquema general del caso para los solucionadores SimpleFOAM y SprayFOAM. Solo se presentan las opciones principales del solucionador. SprayFOAM posee otras configuraciones por ejemplo para la combustión, reacciones químicas y radiación, pero no son utilizadas en este trabajo.	41
4-2. Resumen de los casos de simulación del campo de velocidad del aire (caso 1) y campo de velocidad, humedad y temperatura del aire con atomización de líquido (caso2).	43
4-3. Dimensiones generales de la planta (izq) y detalle de la zona del difusor / atomizador. Todas las medidas en <i>mm</i>	45
4-4. Descripción general de posiciones en geometría axi-simétrica usada en el presente capítulo.	46
4-5. Sup: Vista general de la malla axi-simétrica. Centro: Condiciones de frontera. Inferior izq: Detalle de la malla para las simulaciones con acople fase continua / discreta (3976 elementos). Inferior der: Detalle de la malla para simulaciones con solo fase continua (12672 elementos).	47
4-6. Efecto de la grilla en el campo de velocidades axiales U_x para el caso 1.2, usando el esquema de interpolación <i>upwind</i> de primer orden para $div(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$. # Elementos en grilla “gruesa”= 3976, “base” = 12672, “fina” = 27102.	48
4-7. Efecto de la grilla en el campo de velocidades axiales U_x para el caso 1.2, usando el esquema de interpolación <i>upwind</i> de segundo orden para $div(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$ # Elementos en grilla “gruesa”= 3976, “base” = 12672, “fina” = 27102.	49
5-1. Esquema de la planta PSALAB.	52
5-5. Posición de sensores experimento 1.1.	57
5-2. Izq: Planta de secado por aspersión PSALAB, Der sup: Detalle superior del difusor y acople al motor del aspersor rotativo, Der inf: Software de control de la planta.	61
5-3. Montaje de la plomada externa para la medición de puntos radiales	61

5-4. Puntos de medición para el plan experimental. Posiciones verticales (izq) y radiales (der)	62
5-6. Resumen de variables de control experimentos 1: Calibración y experimentos preliminares, 2: Comportamiento térmico transitorio y evaporación y 3: Comportamiento transitorio del flujo de aire.	63
5-7. Resumen variables de control experimento 4: Medición del campo interno de velocidad del aire, y experimento 5: Medición de los campos internos de humedad y temperatura del aire.	64
6-1. Experimento 1.1. Comparación de velocidades evaluadas por sensor instalado en el equipo (0-V) y termo-anemómetro calibrado Extech SDL 350 (izquierda) y flujo másico corregido según la relación propuesta $0 - V_{corregida} = (1,75 * 0 - V) - 0,69$ (derecha).	67
6-2. Experimento 1.2. Efecto del porcentaje de revoluciones del ventilador (0-F) y del porcentaje de apertura del restrictor en el diferencial de presión (0-P). Se observa que el mayor diferencial se presenta con condiciones 100 %-100 % del ventilador y apertura del restrictor.	67
6-3. Experimento 1.3. Voltaje de la bomba (0-M) vs caudal de líquido atomizado (ml/min y kg/h). Se observa que el comportamiento de la bomba respecto al caudal es lineal luego de 8 % de voltaje (0-M).	68
6-4. Experimento 2. Temperatura de la pared en diversos puntos de medición y temperaturas de ingreso $T_{air_{in}}$ para un flujo másico de ingreso $\dot{m}_{air_{in}} = 83kg/h$	71
6-5. Experimento 2.2- Variables de control y de respuesta para modelo 0-dimensional del experimento 2.2 (base).	72
6-6. Experimento 2. Estabilización de parámetros dentro de la cámara de secado. Línea roja: Humedad relativa del aire (%RH), línea azul: Relación de mezcla vapor / aire ($gr_{vap}/kg_{air_{dry}}$), línea verde: Temperatura (°C)	73
6-7. Experimento 3 - Determinación de tiempo mínimo requerido para medición. Se compara el promedio de velocidad (línea negra gruesa) con el promedio acumulado (línea azul) en diferentes puntos de la cámara de secado.	74
6-8. Arriba y centro: Patrón de flujo de aire y contornos de velocidad axial U_x para diferentes flujos másicos de aire (casos 1.1, 1.2 y 1.3). Obsérvese la extensión del chorro central para cada uno de los casos. Inferior: Detalle de la zona de re-circulación en la entrada, descrita habitualmente en chorros co-anulares.	75
6-9. Campo de velocidad axial U_x del aire para un flujo másico de aire de 126kg/h. La posición radial es normalizada respecto al radio de la cámara de secado. Se comparan los resultados del experimento 4.1 con los resultados del caso 1.2 de simulación CFD. Tanto el experimento 4.1 como el caso 1.2 poseen la misma configuración de variables de control.	78
6-10. Intensidad de la turbulencia para la velocidad axial del aire (U_x) - Exp. 4.1-Base	80
6-11. Gráfica comparativa de la tendencia de distribución de la energía cinética turbulenta k (m^2/s^2) en diferentes posiciones al interior de la cámara de secado por aspersión según los resultados numéricos y las mediciones experimentales. Debido a que el modelo numérico predice valores muy superiores a los medidos experimentalmente, los resultados se presentan en dos escalas distintas.	82

6-12. Perfiles de energía cinética turbulenta según los resultados del modelo numérico CFD para el caso 1.2 (base) $m_{air_{in}} = 126 \text{ kg/h}$	82
6-13. Decaimiento de la velocidad axial U_x para distintas posiciones radiales del chorro central a lo largo de la distancia normalizada D_h/x , donde D_h representa el diámetro hidráulico co-anular y x la posición axial aguas abajo. Se comparan los resultados de la simulación CFD con datos experimentales. Aquí $\dot{m}_{air_{in}} = 126 \text{ kg/h}$	83
6-14. Efecto del flujo másico de aire kg/h en el campo de velocidad axial del aire U_x . Los casos de simulación son el 1.1, 1.2, y 1.3. Los resultados numéricos se comparan con las mediciones experimentales (Exp. 4.1, 4.2 y 4.3).	85
6-15. Experimento 4.5. Resultados de las mediciones experimentales de la velocidad en distintas posiciones radiales, incluyendo posiciones negativas, con el objetivo de verificar si la corriente central es axi-simétrica respecto a su velocidad axial. A modo comparativo, se incluyen los resultados de la simulación CFD del caso 1.2. $\dot{m}_{air_{in}} = 126 \text{ kg/h}$	86
6-16. Experimento 4.5. Velocidad axial U_x en distintas posiciones radiales, incluyendo posiciones negativas. Resultados experimentales con diferentes flujos másicos.	87
6-17. Experimento 4.5. Detalle del difusor de ingreso de aire al secador. Se observa la asimetría del atomizador frente al ducto anular.	87
6-18. Experimento 4.5. Detalle de puntos de medición y asimetría anular del difusor de entrada. Medidas en mm.	88
6-19. Efecto de la constante de viscosidad turbulenta C_μ en el decaimiento de la velocidad axial para el caso 1.2 (caso base). Comparación con datos experimentales y con el valor predeterminado de $C_\mu = 0,0845$ del modelo de turbulencia $k - \epsilon$ RNG	93
6-20. Arriba: Campo de la velocidad axial del aire (U_x) simulado por el modelo CFD (caso 1.2) con variación de viscosidad turbulenta $C_\mu = 0,18$. Comparación con resultados experimentales. Abajo: Contornos de velocidad en el caso de simulación 1.2 con C_μ modificado (izq) y C_μ por defecto del modelo $k - \epsilon$ RNG (der).	96
6-21. Efecto del cambio de $\dot{m}_{air_{in}}$ en el campo de velocidad axial del aire U_x . Se presentan los resultados de los casos 1.1, 1.2 y 1.3 con la variación de la constante de viscosidad turbulenta $C_\mu = 0,18$, los resultados experimentales, y a modo comparativo, los resultados del caso 1.2 con el valor por defecto de $C_\mu = 0,0845$ para el modelo $k - \epsilon$ RNG	97
6-22. Experimento 4.4. Comparación de las mediciones experimentales y los resultados CFD del efecto de la temperatura de ingreso del aire en el campo de velocidades. $\dot{m}_{air_{in}} = 126 \text{ kg/h}$	98
6-23. Comportamiento transitorio de la temperatura de salida T_{out} (K) y de la relación de mezcla ($\text{kg}_{h_2O}/\text{kg}_{dry_{air}}$) vs. el tiempo real simulado CFD, para el caso de simulación 2.3.	99
6-24. Contornos de desviación estándar de la velocidad durante la simulación del caso 2.2 producto del acople de doble vía euleriano lagrangiano.	101

6-25. (Arriba) Contornos de humedad y temperatura del aire para el caso base (2.2) con $C_\mu = 0,18$. (Abajo): Diámetro actual (m) y edad (seg) de las parcelas sobre el contorno del campo de velocidad y su dirección, para el caso base (2.2) con $C_\mu = 0,18$	102
6-26. Comparación de las temperaturas medidas del aire (Exp. 5.1) y simuladas (Caso CFD 2.2), con $C_\mu = 0,18$, en diversas posiciones axiales y radiales. $T_{air_{in}} = 443K, \dot{m}_{air_{in}} = 83kg/h, \dot{m}_{liq_{in}} = 1,34kg/h$	104
6-27. Comparación de la humedad del aire ($kg_{vap_{H_2O}}/kg_{air_{dry}}$) entre los resultados de la simulación CFD (caso 2.2) y los valores medidos experimentalmente (Exp 5.1). $C_\mu = 0,18, T_{air_{in}} = 443K, \dot{m}_{air_{in}} = 83kg/h, \dot{m}_{liq_{in}} = 1,34kg/h$. Rel. de mezcla inicial del aire de ingreso = $0,0135kg_{vap_{H_2O}}/kg_{air_{dry}}$	105
6-28. Efecto de la temperatura de ingreso en el campo de temperatura del aire. Comparación casos de simulación 2.1, 2.2, y 2.3 con mediciones experimentales. $C_\mu = 0,18$	107
6-29. Efecto del flujo másico de líquido en el campo de temperatura del aire, $C_\mu = 0,18$.	108

Índice de cuadros

2-1. Síntesis de modelos de turbulencia RANS y sus aplicaciones a secado por aspersión.	15
2-2. Tipos de acople entre fases.	17
2-3. Modelos principales para atomización secundaria.	20
2-5. Modelos físicos generales para el balance de momentum en una gota unidimensional.	22
2-4. Síntesis de algunos modelos del coeficiente de arrastre C_D en relación al número de Reynolds y la forma de la gota.	23
2-6. Modelos generales para simular la acumulación de energía térmica en la gota.	24
2-7. Correlaciones para número de Nusselt.	25
2-8. Síntesis de técnicas disponibles de medición de velocidad, humedad y temperatura aplicables.	28
3-1. Ecuaciones generales de gobierno para las fases continua y discreta.	34
3-2. Modelo de turbulencia $k - \epsilon$ RNG	34
3-3. Modelo de inyección	35
3-4. Transporte de momentum en fase discreta.	36
3-5. Transporte de momentum en fase discreta.	36
4-1. Ecuaciones de gobierno para el solucionador de OpenFOAM “SprayFOAM” usado en las simulaciones con acople euleriano-langrangiano. Los términos se colocan en la nomenclatura de OpenFOAM y se obtienen directamente de los archivos de C++ del solucionador “SprayFOAM”.	42
4-2. Descripción detallada de los casos de simulación capítulo 4.	44
5-1. Descripción de los sensores instalados de fábrica en el equipo PSALAB.	52
5-2. Rangos de operación y resolución equipo Extech SDL-350.	53
5-3. Rangos de operación y resolución equipo Vaisala HM-70 con sonda HMP77B.	54
5-4. Módulos y experimentos.	56
5-5. Variables de control en grupo de experimentos 1.	57
5-6. Variables de control en grupo de experimentos 2	58
5-7. Variables de control en grupo de experimentos 3.	58
5-8. Descripción detallada de configuraciones experimentales - Experimento 4.	60
5-9. Descripción detallada de configuraciones experimentales - Experimento 5.	60
6-1. Síntesis de resultados grupo de experimentos 2 - Ajuste del balance de masa y energía. Se relacionan los datos medidos en el experimento 2 con los resultados del balance de masa y energía calculado mediante un código en Matlab. Se calculan las pérdidas de calor en el equipo real \dot{Q}_{losses}	70

6-2. Dirección del flujo de aire en diferentes radiales normalizadas y líneas axiales según los datos experimentales y la simulación CFD. $\dot{m}_{air_{in}} = 126kg/h$. El símbolo “+” representa una dirección positiva respecto al eje axial, el símbolo “-” una dirección negativa y una combinación de símbolos, por ejemplo “-+” representa una fluctuación en la dirección, predominando en este caso una dirección negativa.	76
6-3. Velocidad axial del flujo de aire a la salida del difusor	88
6-4. Tensor de esfuerzos de Reynolds para los componentes fluctuantes de la velocidad en tres tipos de chorros libres.	89
6-5. Aproximación de Boussinesq desde el tensor de componentes fluctuantes de la velocidad axial	89
6-6. Error cuadrático medio (ECM) para cada posición radial y/D_h y valor promedio del error cuadrático medio. Para cada posición radial el error se calcula con referencia a los resultados experimentales de 5 lecturas de velocidad axial U_x en diferentes posiciones aguas abajo x/D_h	91
6-7. Posición de las zonas de recirculación y transición en una corriente central co-anular sobre el eje de simetría ($x/D_h=0$) . Comparación entre resultados de la simulación CFD del caso 1.2 con $C_\mu=0,0845$, variación de $C_\mu = 0,18$, y mediciones experimentales de estudios similares.	94
6-8. Comparación de temperaturas de salida del aire $T_{air_{out}}$ simuladas numéricamente (CFD) y medida experimentalmente (Exp) para los casos de simulación. $C_\mu = 0,18$	100

Nomenclatura

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
A	Área	m^2
C	Calor específico	$\frac{J}{kg K}$
C	Capacitancia	$\frac{C}{V}$
$C_{i,n}$	Concentración especie i en medio n (C_i/C_n)	1
C_μ	Constante de viscosidad turbulenta para modelos RANS	1
D	Diámetro	m
\bar{d}	Diámetro más probable	m
d_{32}	Diámetro <i>Sauter</i>	m
F	Fuerza	N
H	Entalpía	J
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$\frac{w}{m^2 K}$
h_c	Coefficiente de transferencia de masa por convección	$\frac{kg}{m^2 C_{i,n}}$
h_{fg}	Entalpía de vaporización	$\frac{J}{kg}$
k	Coefficiente de transferencia de calor por difusión	$\frac{w}{m K}$
k	Energía cinética turbulenta	$\frac{m^2}{s^2}$
M	Momentum	$\frac{kg m}{s}$
m	Masa	kg
$m_{m,i}$	Masa molecular de la especie i	kg
\dot{m}	Flujo másico	$\frac{kg}{s}, \frac{kg}{h}$
N	Revoluciones por minuto	1
N_i	Flujo molar de vapor	$\frac{mol}{m^2 s}$
Nu	Número de Nusselt	1
p	Presión	N/m^2
\dot{Q}	Flujo de calor	$\frac{w}{m^2}$
Re	Número de Reynolds	1
r	Radio	m
S	Fuente, en una ecuación de transporte	-
Sc	Número de Schmidt	1
Sh	Número de Sherwood	1
T	Temperatura	K

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
α_s	Constante de rotacionalidad del modelo $k - \epsilon$ RNG	1
ϵ	Disipación turbulenta	$\frac{m^2}{s^3}$
μ	Viscosidad Dinámica	$\frac{kg}{m \cdot s}$
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$
Φ	Valor promedio de una propiedad transportada en el tiempo	1
ϕ	Propiedad cualquiera transportada	-
ϕ'	Fluctuaciones de una propiedad en el tiempo	1
Ω	Número de rotacionalidad para el modelo $k - \epsilon$ RNG	1
ω	Disipación específica turbulenta para el modelo $k - \omega$	$\frac{1}{s}$

Subíndices

Símbolo	Término
'	Fluctuaciones de una propiedad en el tiempo
<i>avg</i>	Promedio
<i>D</i>	Arrastre (drag)
<i>d</i>	Gota (Fase discreta)
<i>disk</i>	Disco del atomizador
<i>droplet</i>	Gota (Fase discreta)
<i>feed</i>	Ingreso, alimentación
<i>g</i>	Gas / Aire (Fase continua)
<i>ref</i>	Valor de referencia, o por defecto
<i>rh</i>	Humedad relativa
<i>t</i>	Turbulenta
<i>rh</i>	Humedad relativa
<i>s</i>	Superficie

Abreviaturas

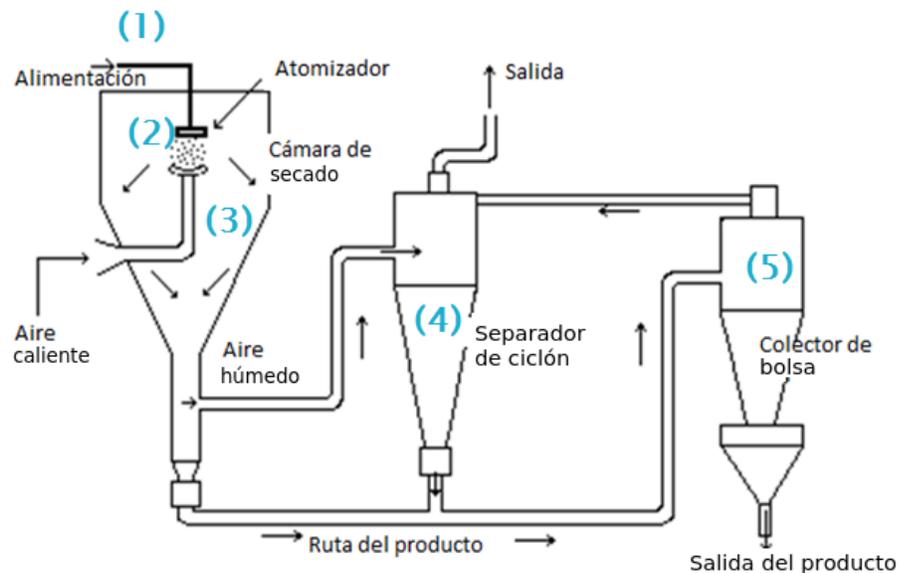
Término	Descripción
<i>2D,3D</i>	Bidimensional, tridimensional
<i>CFD</i>	Dinámica de fluidos computacional, del inglés “ <i>Computational fluid dynamics</i> ”
<i>DNS</i>	Solución numérica directa, del inglés “ <i>Direct Numerical Solution</i> ”
<i>ECM</i>	Error cuadrático medio
<i>HWA</i>	Anemometría por hilo caliente, del inglés “ <i>Hotwire anemometry</i> ”
<i>LDA</i>	Anemometría por laser doppler, del inglés “ <i>Laser doppler anemometry</i> ”
<i>LES</i>	Simulación de grandes remolinos, del inglés “ <i>Large eddy simulation</i> ”
<i>PDF</i>	Función de probabilidad de distribución, del inglés “ <i>Probability distribution function</i> ”
<i>RANS</i>	Promediación de esfuerzos de Reynolds en las Ecuaciones de Navier Stokes, del inglés “ <i>Reynolds averaged Navier Stokes</i> ”
<i>RNG</i>	Grupo de renormalización, del inglés “ <i>Renormalization group</i> ”
<i>VAR</i>	Variable
<i>SST</i>	Transporte de esfuerzos cortantes, del inglés “ <i>Shear Stress Transport</i> ”

1 Introducción

El secado por aspersión es una de los procesos industriales más comunes en la producción de diversos productos secos, incluyendo alimentos, medicamentos y polvos detergentes. Específicamente el proceso consiste en la transformación de un producto (solución o suspensión) en un polvo, mediante la evaporación del contenido volátil [45]. En la industria de alimentos, los productos procesados mediante secado por aspersión poseen diversas cualidades que los hacen atractivos para su comercialización gracias a su elevada estabilidad microbiológica, la reducción de costos logísticos asociados a su distribución, almacenamiento y algunas de sus características específicas, entre ellas la solubilidad instantánea [22].

El esquema básico de una planta de secado por aspersión es mostrado en la figura 1-1.

Figura 1-1: Esquema del proceso de secado por aspersión. Tomada y adaptada de <http://www.malvern.de/ProcessEng/processes/spraydrying/overview.htm>.



El producto líquido ingresa a la cámara de secado a través de una línea de alimentación (1) y luego al atomizador (2). En el atomizador el producto es convertido en cientos de gotas de diferentes tamaños que son inyectadas en el centro de la cámara de secado. Una corriente de aire caliente entra en contacto con las gotas, evapora el contenido volátil y reduce el contenido de humedad de los sólidos (3), hasta convertirlos en partículas secas (polvo). Un separador de ciclón (4) aparta el polvo seco del aire húmedo, el cual puede ser liberado al medio ambiente

o recirculado. El polvo seco (producto) es entregado finalmente en un colector (5), donde es recuperado. Se considera que la sección más importante de una planta de secado por aspersión es la cámara de secado, debido a que allí se producen los fenómenos más importantes como la atomización, evaporación y secado, los cuales determinan la mayoría de características de calidad del producto final.

El objetivo principal del proceso de secado por aspersión es la obtención de productos secos de alta calidad. Específicamente en alimentos, la calidad del producto obtenido esta relacionada con la estabilidad de almacenamiento y la conservación de propiedades físico-químicas específicas como las nutritivas. Los grupos de variables que influyen en la calidad de los productos obtenidos son la materia prima, las características del equipo de secado y las condiciones del proceso de secado [10, 56].

Buscando mejorar la calidad de los productos obtenidos, un gran número de estudios en la industria de secado de alimentos por aspersión están dirigidos a la creación y/o ajuste de modelos que permitan describir la relación entre estos grupos de variables y la calidad del producto final. Los modelos pueden ser experimentales o matemáticos. Los modelos experimentales como los presentados por Adhikari et al. [1], Grabowski et al. [25] y Phisut [56], buscan en su mayoría establecer relaciones entre algunas variables de control y un producto final específico mediante aproximaciones empíricas [30, 51]. El problema de muchos de estos estudios es que no analizan con precisión lo que sucede al interior de la cámara de secado. Los modelos numéricos para secado por aspersión se realizan mediante la descripción matemática de los fenómenos físico-químicos del proceso y pueden realizarse en diferentes niveles [52], donde los primeros consisten en balances de masa y energía (nivel 0-dimensional) y los niveles más complejos utilizan la dinámica de fluidos computacional (CFD) para resolver las ecuaciones de transporte de momentum, continuidad y energía en un marco tridimensional.

Diversos autores han relacionado la caracterización de los fenómenos físico-químicos que ocurren al interior de la cámara de secado con la calidad del producto final [35, 47, 48, 23, 66], las perspectivas de optimización del proceso de secado [52], y han permitido establecer que fenómenos como la degradación térmica y la pérdida de nutrientes son una consecuencia de los campos de velocidad, humedad y temperatura del aire al interior de la cámara de secado. Para describir estos campos han sido usados dos métodos: la observación directa y la dinámica de fluidos computacional (CFD).

La observación directa consiste principalmente en la medición cualitativa y/o cuantitativa de variables como la velocidad (magnitud y dirección), humedad y temperatura del aire al interior de la cámara de secado mediante el uso de sensores y sondas de medición. Debido a que las mediciones se realizan en condiciones operativas, la complejidad del ambiente caracterizada por la presencia de gotas / partículas y elevadas temperaturas dificultan el proceso de recolección de datos.

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una técnica que permite simular con un alto nivel de precisión el comportamiento físico, químico y termodinámico de un fluido mediante la discretización y solución de un sistema acoplado de ecuaciones diferenciales parciales (*PDE*) planteado para el fenómeno a ser simulado. Con el constante aumento de las prestaciones de

los equipos de cómputo, esta técnica ha emergido como una herramienta económica y práctica para visualizar detalladamente los fenómenos internos dentro de la cámara de secado [76]. No obstante, la calidad de la simulación CFD depende de una acertada relación entre los modelos matemáticos usados y los fenómenos físicos existentes en la cámara de secado. Teniendo en cuenta la complejidad y la cantidad de modelos disponibles, esta selección representa un reto para el éxito de una simulación CFD.

Un aspecto a tener en cuenta con las simulaciones CFD es la verificación experimental. Aunque los resultados numéricos CFD son cada vez más promisorios, la falta de datos experimentales obtenidos en equipos industriales y sin el nivel de detalle requerido, a juicio de algunos autores como Huang et al. [30] y Mujumdar et al. [51], ha afectado la confianza de la industria en los estudios CFD y la implementación práctica de los mismos. De aquí la importancia de soportar los modelos CFD en datos experimentales.

En el presente estudio se realiza una descripción de los campos de velocidad, humedad y temperatura del aire en la cámara de una planta de secado por aspersión. La descripción es realizada mediante una simulación numérica del proceso aplicando la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD). Para verificar experimentalmente los modelos simulados se llevan a cabo mediciones de la velocidad, humedad y temperatura del aire al interior de la cámara de secado en condiciones operativas. El equipo donde se realizan las mediciones es una planta piloto de secado por aspersión, con ingreso co-corriente del aire. Esta planta es de fabricación nacional y es producida por la empresa Colombiana Vibrasec. El producto de alimentación seleccionado para el estudio es el agua líquida considerando que es el componente principal de la mayoría de productos atomizados en plantas de secado por aspersión.

El problema principal de este trabajo es el estudio y selección de un modelo CFD que permita simular el proceso de evaporación de agua en una planta de secado por aspersión. El problema secundario consiste en determinar cuales son los métodos experimentales más adecuados para la verificación física del modelo CFD. El objetivo principal es describir los campos de velocidad, temperatura y humedad del aire al interior de la cámara de secado por aspersión durante la evaporación de agua. Los resultados de este estudio podrán emplearse posteriormente como punto de comparación con modelos CFD más complejos, el rediseño y optimización de plantas piloto de secado por aspersión, y el escalado de las mismas a plantas de mayor tamaño para producción industrial de productos secos. Por último, este estudio hace parte de un proyecto de investigación y desarrollo que busca mejorar las condiciones del proceso de secado por aspersión de jugos de frutas tropicales. Al ser el agua el componente principal de los jugos de frutas, los resultados de este estudio presentan una primera aproximación a la descripción del proceso de secado por aspersión en este tipo de productos.

2 Planteamiento del Problema

Este capítulo realiza una descripción de los principales modelos CFD existentes aplicables a simulaciones del proceso de secado por aspersión. También describe los métodos experimentales aplicables a la medición de los campos internos de velocidad, humedad y temperatura en la planta piloto de secado. Para ambos casos se realiza una revisión de antecedentes aplicables a secado por aspersión y se plantean las hipótesis de cuales serían los modelos y métodos más apropiados para el cumplimiento del objetivo del presente estudio.

2.1. Modelo global CFD

Según Woo et al. [76] una simulación CFD de un equipo de secado por aspersión comprende el uso de diversos modelos específicos *-sub-modelos-* para cada variable y/o fenómeno a representar. La selección de un grupo de modelos específicos y su interacción representa un modelo global. El objetivo del modelo global es juntar los *sub-modelos* para representar de la mejor forma posible el comportamiento físico, químico y termodinámico al interior de la cámara de secado por aspersión.

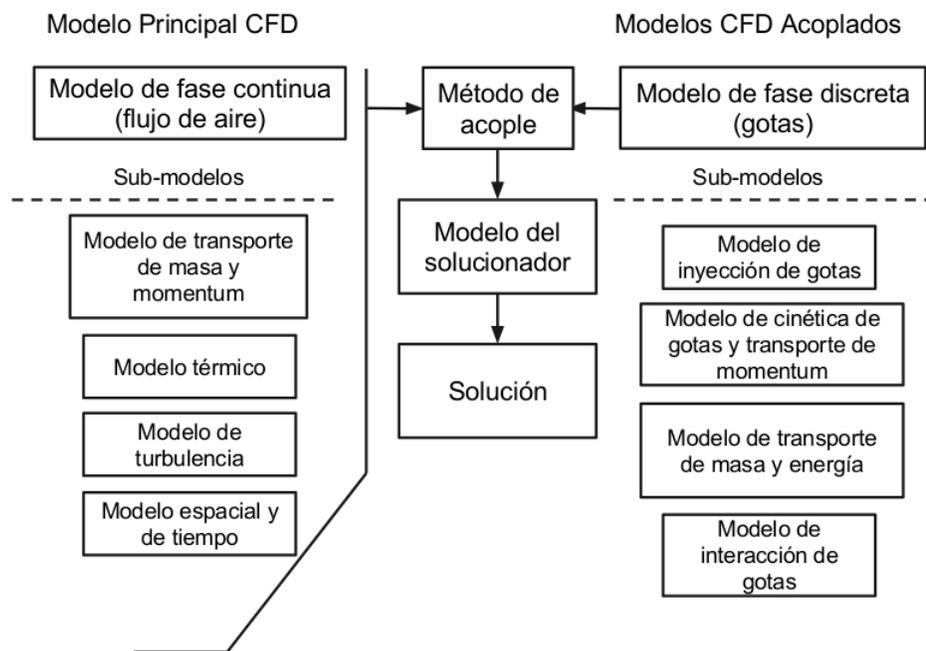
La figura 1-1 presenta algunos de los submodelos más importantes en el modelo global CFD de secado por aspersión. Este proceso se caracteriza por la interacción de la fase continua (en este caso aire) con la fase discreta (gotas atomizadas). El modelo del flujo del aire está basado en submodelos que definen el transporte de masa, momentum, energía térmica y especies (como por ejemplo de H_2O) dentro de la fase continua. El transporte de estas propiedades es modificado por el sub-modelo de turbulencia. Otros submodelos como el modelo espacial definen las dimensiones físicas del volumen de control analizado y la estabilidad del fenómeno y acumulación de las propiedades transportadas (modelo de tiempo).

El modelo de la fase discreta se compone principalmente de submodelos en los cuales se define desde el tamaño y velocidad inicial de las gotas, la cinética de movimiento de las gotas y la influencia de la fase continua en su movimiento. Asimismo, se describe el comportamiento de evaporación y condensación sobre las gotas y el transporte de masa y energía con la fase continua. Existen modelos más detallados como el de interacción de gotas que simula sus posibles choques entre ellas mismas, con las fronteras del sistema, y el efecto de su viscosidad y pegajosidad en la aglomeración y/o separación.

Aunque de forma general el modelo global CFD en secado por aspersión resulta claro, la selección detallada de modelos y submodelos específicos no resulta un problema sencillo. Algunos aspectos que explican la complejidad del problema se presentan a continuación:

- Aplicabilidad: mientras que algunos modelos derivados de la ley de Fourier son aplicables para simular una amplia variedad de fenómenos físicos (como por ejemplo los

Figura 2-1: Esquema general del modelo CFD global y sub-modelos en secado por aspersión.



modelos de conductividad térmica en las paredes del secador), otros, como el modelo de turbulencia, dependen tanto de variables específicas de *cada equipo* (por ejemplo las características del flujo de entrada a la cámara de secado), como de variables específicas de la misma simulación CFD (como por ejemplo el número de elementos de la grilla).

- Precisión versus costo computacional: las simulaciones CFD presentan una relación costo-beneficio entre la complejidad del modelo y la precisión de los resultados. Por ejemplo mientras que un modelo tri-dimensional (3D) de la cámara de secado puede representar condiciones específicas del flujo con mayor exactitud que un modelo bi-dimensional (2D), lo hace a expensas de un costo computacional mucho mayor [48].
- Falta de objetividad: la literatura presenta diversos estudios de simulaciones CFD que usan distintos modelos. No obstante la síntesis de los resultados de cada modelo es presentada en muchos casos cualitativamente dificultando una adecuada comparación entre los mismos. Es así que resulta común encontrar conclusiones sobre el comportamiento de un modelo como “bueno” o “inadecuado” lo cual dificulta establecer el comportamiento del modelo de forma cuantitativa y objetiva. Son pocos los estudios como los de Huang et al. [32] que comparan cuantitativamente el comportamiento de diversos submodelos CFD.
- Verificación experimental: aunque se reportan en la literatura diversas simulaciones CFD del proceso de secado por aspersión, según reportan Woo et al. [76] en su mayoría estas han sido realizadas sobre resultados experimentales del estudio de Kieviet [35]. Dado que las condiciones de operación y geometrías de todos los equipos de secado pueden ser diferentes, no existe certeza que el comportamiento de los modelos CFD usados en este equipo sea generalizable a otros equipos de tamaño, forma y operación

diferentes.

La selección de un modelo general debe responder a los aspectos planteados anteriormente y al alcance de los diferentes sub-modelos existentes. Con el objetivo de reforzar el criterio de selección de los diferentes *modelos CFD*, se presentan a continuación algunos usados en la literatura para describir los campos de velocidad, humedad y temperatura del aire durante el proceso de secado por aspersión.

2.2. Modelos para fase continua

El modelo de fase continua define el patrón básico de flujo de aire en el interior de la cámara de secado. Este modelo esta basado principalmente en ecuaciones de gobierno para el flujo, modelos de turbulencia, la definición espacial y la definición de tiempo. La derivación de las ecuaciones de gobierno puede ser consultada en diversos textos de dinámica de fluidos computacional existentes como los escritos por Versteeg y Malalasekera [70] y Anderson et al. [5].

2.2.1. Ecuaciones de gobierno para el flujo

Notación general

Este trabajo se hace constantemente referencia al *gradiente* y a la *divergencia* en las ecuaciones de gobierno para el transporte de propiedades. De forma general, el *gradiente* de un campo de escalares ϕ se puede definir como $\nabla\phi$, lo cual es equivalente a:

$$\text{grad}(\phi) = \frac{\partial\phi}{\partial x} + \frac{\partial\phi}{\partial y} + \frac{\partial\phi}{\partial z} \quad (2.1)$$

Por otra parte la *divergencia* de un campo vectorial $\vec{\phi}$ se define como $\nabla\vec{\phi}$ lo cual es equivalente a:

$$\text{div}(\vec{\phi}) = \frac{\partial\phi_1}{\partial x} + \frac{\partial\phi_2}{\partial y} + \frac{\partial\phi_3}{\partial z} \quad (2.2)$$

Ecuación de continuidad

La ecuación de la continuidad parte del principio de conservación de la masa. Para un volumen finito con densidad ρ , y con un campo de velocidad $\vec{U}\{x, y, z\}$, durante un tiempo t , se debe cumplir:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \rho \text{div}(\vec{U}\{x, y, z\}) = 0 \quad (2.3)$$

Aunque la cámara de secado por aspersión puede trabajar a presiones inferiores a la atmosférica, el diferencial de presión es relativamente bajo, razón por la cual el fluido habitualmente es considerado como incompresible y la ecuación de continuidad queda expresada como:

$$\text{div}(\vec{U}\{x, y, z\}) = 0 \quad (2.4)$$

Figura 2-2: Detalle de submodelos de flujo de aire aplicables a secado por aspersión.

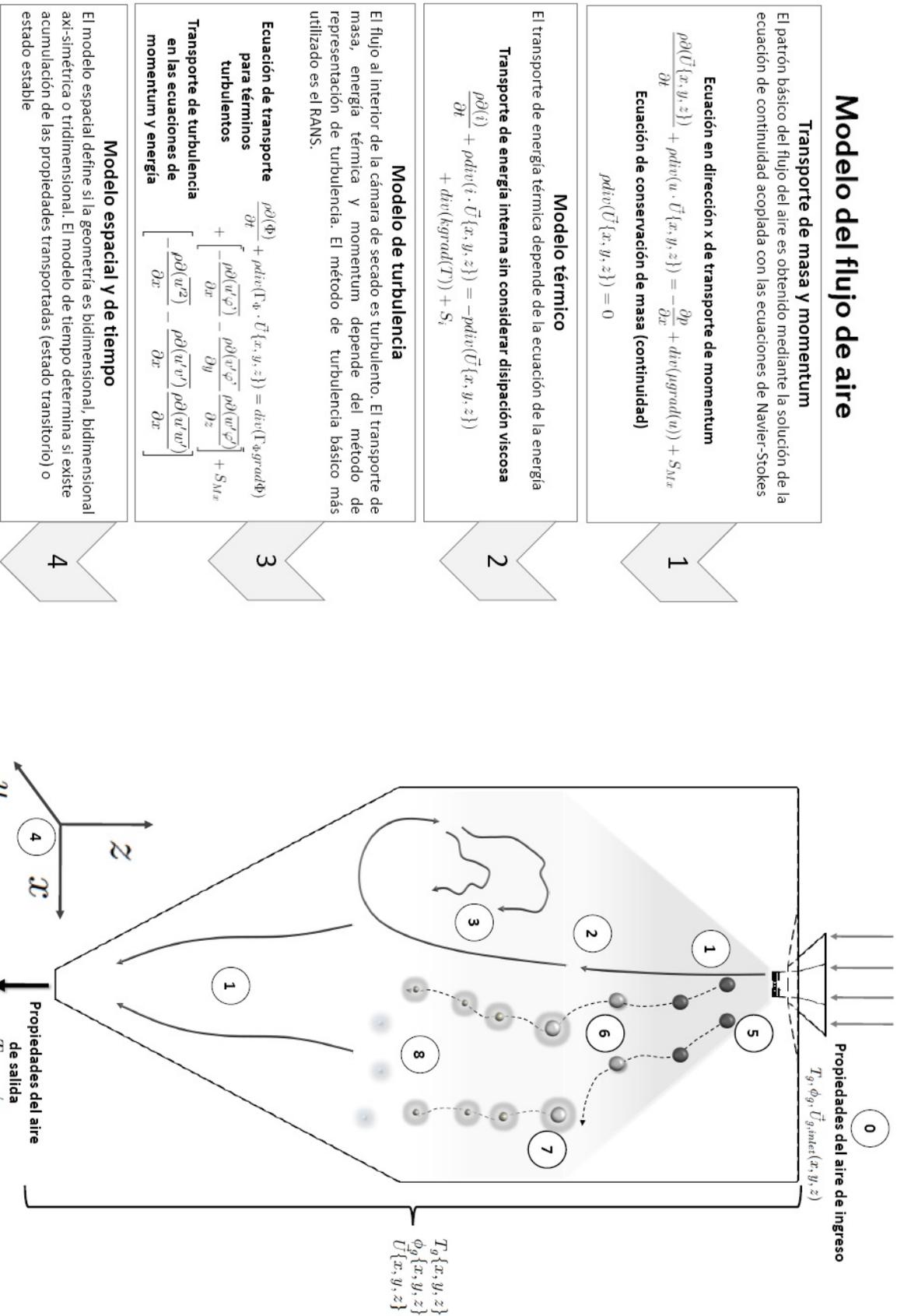


Figura 2-3: Detalle de submodelos para evaporación de gotas aplicables a secado por aspersión.

Modelo de evaporación de gotas

Modelo de atomización
 Incorpora la fase discreta. Los tamaños de cada gota dependen de una distribución de probabilidad como la de *Rossin-Rammler*. La velocidad inicial de cada gota depende del tipo de atomizador, su geometría y sus parámetros de operación.

$$m_d = f(rp, n_{aspersor}, n_h, a_h, p_{feed})$$

$$\vec{U}\{x, y, z\} = f(rp, n_{aspersor}, n_h, a_h, p_{feed})$$

Ejemplo de factores influyentes en el tamaño de gota en un aspersor rotativo

5

Transporte de momentum y cinética de movimiento
 El modelo simula la aceleración de las gotas y transporte de momentum con la fase continua. Las fuerzas principales que actúan son superficiales y de cuerpo.

Sumatoria de fuerzas sobre la gota

$$\sum F_d = m_d \vec{a}_d$$

Aceleración de la gota

$$\frac{\rho \theta(u)}{\theta t} = m_d \vec{a}_d / V_d$$

Marco lagrangiano para transporte de momentum

$$\frac{\rho \theta(u)}{\theta t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) + S_{Mx}$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) = \sum F_{S_d}$$

Fuerzas de superficie

$$\vec{U}\{x, y, z\}$$

Gota rígida

$$\frac{\partial u_d}{\partial t} / m_d = F_D(u_g - u_p) + \frac{F_{\sigma_x(\rho_d - \rho_g)}}{\rho_d}$$

Gota deformable

$$\frac{\partial u_d}{\partial t} / m_d = F_D(u_g - u_p) + \frac{F_{\sigma_x(\rho_d - \rho_g)}}{\rho_d} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u_d}{\partial x} \right)$$

$g_z = S_{Mx} = \sum F_{h_d}$
 = Fuerzas de cuerpo

6

Transporte de energía y de masa en las gotas
 El balance de energía depende del transporte de calor y masa. La diferencia entre los flujos de salida y entrada representa la acumulación de energía térmica en la gota.

Balance de energía

$$\dot{Q}_{in} = h_d A_d (T_g - T_d) \Delta t$$

$$\dot{Q}_{out} = \frac{\partial m_d}{\partial t} h_{fg}$$

$$\dot{Q}_{acum} = m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t}$$

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{acum}$$

Transporte de masa

$$m_d(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_d \rho m_{m,i} \Delta t$$

$T_g\{x, y, z\}$
 $\phi_g\{x, y, z\}$
 m_{acum}
 m_{d,t_1}, T_{d,t_1}
 m_{d,t_2}, T_{d,t_2}
 $T_{d,t_2} = t_1 + dt$

$Q_{in} - Q_{out} = Q_{acum}$
 $Q_{in} = m_p(t) - h_c(C_{i,out} - C_{i,g}) A_d M_{m,i} \Delta t$
 $Q_{out} = h_d h_f (T_g - T_d)$
 Balance de energía en la gota

Transporte de masa entre gota y volumen finito.
 Acumulación de masa en el volumen.

7

Seguimiento a las partículas
 Determina a cuantas partículas / parcelas se les realiza seguimiento en la simulación. El seguimiento puede ser:

- Estocástico, el cual usa métodos estadísticos para monitorear la dispersión turbulenta de partículas en una trayectoria.
- Por nube de partículas, el cual usa métodos estadísticos para monitorear la dispersión turbulenta de partículas en una trayectoria.

Seguimiento estocástico

Seguimiento por nube de partículas

8

Ecuaciones de transporte de momentum

Las ecuaciones de transporte de momentum están basadas en la segunda ley de Newton. Dentro de un marco de referencia, la tasa de cambio de momentum es equivalente a la suma de fuerzas que actúan sobre el volumen discretizado. Para un flujo en tres dimensiones, el transporte de momentum en la dirección x esta dado por:

$$\frac{\rho \partial(u)}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) - \text{div}(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\}) + S_{Mx} \quad (2.5)$$

Donde el término $\frac{\rho \partial(u)}{\partial t}$ representa la acumulación de momentum, $\frac{\partial p}{\partial x}$ el cambio en la presión en la dirección x , $\text{div}(\mu \text{grad}(u))$ el transporte de momentum por difusión, y $\text{div}(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$ el transporte de momentum por convección. El término S_{Mx} representa la generación / pérdida de momentum, la cual puede deberse a la interacción con la fase discreta.

Ecuación para transporte de energía térmica

El transporte de energía térmica esta representado por la ecuación de la energía. Para flujo de una sola fase puede darse en términos de la temperatura, sin embargo, debido a que el agua atomizada presenta un cambio de fase, la ecuación de la energía se escribe en términos de la entalpía de la siguiente forma:

$$\frac{\rho \partial(H)}{\partial t} + \rho \text{div}(H \cdot \vec{U}\{x, y, z\}) = \text{div}(k \text{grad}(T)) + S_H \quad (2.6)$$

Donde el término $\frac{\rho \partial(H)}{\partial t}$ representa la acumulación de entalpía, $\rho \text{div}(H \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$ el transporte de entalpía debido a la convección, y $\text{div}(k \text{grad}(T))$ el transporte de entalpía por difusión.

2.2.2. Modelos de turbulencia

El flujo al interior de la cámara de secado por aspersión es turbulento, razón por la cual resulta necesario incluir un modelo que represente su comportamiento e influencia en las ecuaciones de transporte de momentum y energía térmica. De forma general existen tres enfoques principales para describir la turbulencia en simulaciones CFD:

- DNS (Solución numérica directa, del inglés “*Direct numerical simulation*”).
- LES (Simulación de vórtices grandes, del inglés “*Large eddy simulation*”).
- RANS (Promediación de Reynolds en Navier-Stokes, del inglés “*Reynolds averaged Navier-Stokes*”).

Teóricamente la modelación DNS produce los mejores resultados debido a que incluye todas las escalas de Kolmogorov, razón por la cual contempla todas las escalas espaciales y temporales del fluido. No obstante el costo computacional es muy elevado; a la fecha no se conocen simulaciones basadas en un enfoque DNS en secado por aspersión. El enfoque LES se basa en resolver las longitudes y escalas de tiempo más grandes de la turbulencia y aplicar modelos para las más pequeñas, razón por la cual resulta más económico que el enfoque DNS. Sin

embargo, con excepción de algunos estudios recientes como el realizado por Jongsma et al. [34] en donde se aplica el enfoque LES, la gran mayoría de estudios CFD en secado por aspersión son basados en enfoques RANS para modelar la turbulencia en la cámara de secado. Los resultados reportados por Jongsma et al. [34] presentan un comportamiento transitorio cualitativamente compatible con observaciones directas realizados en cámaras de secado por aspersión pero al momento de realizar este estudio no han sido verificados experimentalmente. Siendo el enfoque RANS más documentado en secado por aspersión, este estudio se concentra en selección de modelos para este enfoque.

Enfoque RANS y modelos para turbulencia

Consiste en definir el valor de una propiedad transportada ϕ en un intervalo de tiempo $\phi(t)$ de acuerdo a su valor promedio Φ y sus fluctuaciones ϕ' , de esta forma en cualquier momento el valor de ϕ esta dado por $\phi(t) = \Phi + \phi'$. Si se reemplaza $\phi(t)$ en la ecuación general de transporte de momentum (ecuación 2.5) en la dirección x , se obtiene:

$$\frac{\rho \partial(\Phi)}{\partial t} + \rho \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi} \vec{U}\{x, y, z\}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi} \operatorname{grad} \Phi) + \left[-\frac{\rho \partial(\overline{u' \phi'})}{\partial x} - \frac{\rho \partial(\overline{v' \phi'})}{\partial y} - \frac{\rho \partial(\overline{w' \phi'})}{\partial z} \right] + S_{Mx} \quad (2.7)$$

El transporte turbulento de una propiedad ϕ representado por $\rho \partial(\overline{u' \phi'})$, $\rho \partial(\overline{v' \phi'})$, $\rho \partial(\overline{w' \phi'})$, puede relacionarse con el gradiente del valor medio de la misma propiedad Φ mediante la relación de Boussinesq:

$$-\rho \operatorname{ecuaciones}(\overline{u'_i \phi'}) = \Gamma_t \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \quad (2.8)$$

Donde la difusividad turbulenta Γ_t es regularmente aproximada a la viscosidad turbulenta μ_t , y el número de Prandtl / Schmidt de la turbulencia $\sigma_t = \frac{\mu_t}{\Gamma_t} \approx 1$.

De forma general, los distintos modelos del enfoque RANS consisten en presentar diversas aproximaciones para determinar el valor de la viscosidad turbulenta μ_t . En simulación del proceso de secado por aspersión se encuentran referencias de uso de modelos RANS $k - \epsilon$, $k - \epsilon$ RNG, $k - \epsilon$ Realizable, $k - \omega$ SST y RSM, donde los más usados están basados en el transporte de energía cinética turbulenta k y disipación turbulenta ϵ .

Debido a que el modelo de turbulencia es uno de los submodelos más importantes para la simulación, se presenta a continuación una descripción de algunos de los más relevantes en el área de secado por aspersión.

Modelo $k - \epsilon$

El modelo $k - \epsilon$ se centra en representar el transporte turbulento a través de la energía cinética turbulenta k y la disipación turbulenta ϵ . La incorporación de k y ϵ requiere dos ecuaciones de transporte adicionales para su modelación:

$$\frac{\rho \partial(k)}{\partial t} + \rho \operatorname{div}(k\vec{U}) = \operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \operatorname{grad} k\right] + 2\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.9)$$

$$\frac{\rho \partial(\varepsilon)}{\partial t} + \rho \operatorname{div}(\varepsilon\vec{U}) = \operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \operatorname{grad} \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.10)$$

Donde la difusividad turbulenta se expresa en términos de la viscosidad turbulenta μ_t y el número de Prandtl turbulento para la energía cinética σ_k . En el término de disipación $\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij}$, E_{ij} representa la tasa de deformación de un elemento promedio en un intervalo de tiempo, la cual se asocia al transporte de k y ε por la relación de Bussinesq (ecuación 2.8). Los valores de C_1 y C_2 son constantes del modelo obtenidas experimentalmente. En el modelo $k - \varepsilon$ la viscosidad dinámica turbulenta es evaluada en términos de una constante experimental del modelo C_μ , k y ε :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.11)$$

El modelo $k - \varepsilon$ posee diversas modificaciones que mejoran sus resultados en algunos flujos específicos como en chorros libres, lo cual es reportado por Pope [57]. Los chorros libres resultan importantes para este análisis debido a que representan el mecanismo de ingreso de aire y gotas a la cámara de secado. Una de estas modificaciones al modelo $k - \varepsilon$ estándar es el modelo $k - \varepsilon$ RNG (Método de renormalización grupal del inglés “Renormalization group method”).

Modelo $k - \varepsilon$ RNG

El modelo $k - \varepsilon$ RNG presenta dos diferencias generales con el modelo $k - \varepsilon$ estándar. Además de recalcular el valor de las constantes, el modelo $k - \varepsilon$ RNG propone un cambio en la definición de la viscosidad turbulenta μ_t debido al efecto de la rotacionalidad del flujo e incluye un término adicional en la ecuación de transporte de ε . La viscosidad turbulenta en el modelo RNG es obtenida en función a una constante de rotacionalidad α_s y un número de rotacionalidad Ω :

$$\mu_t = \mu_{t0} f(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}) \quad (2.12)$$

De acuerdo a la rotacionalidad del flujo el valor de α_s puede ser ajustado. Según lo reportado por la guía de usuario de Ansys Fluent[19], el valor de α_s también es ajustado si la simulación es tridimensional (3D) o bidimensional (2D) axi-simétrica.

La segunda diferencia incorporada en el modelo $k - \varepsilon$ RNG es la inclusión de un nuevo término R_ε en la ecuación de transporte de ε . La ecuación de transporte de ε se presenta de la siguiente forma:

$$\frac{\rho \partial(\varepsilon)}{\partial t} + \rho \operatorname{div}(\varepsilon\vec{U}) = \operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \operatorname{grad} \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (2.13)$$

Donde R_ϵ representa un término de creación y/o destrucción de disipación turbulenta:

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta (1 - \eta/\eta_o) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (2.14)$$

Los valores de β , C_μ y η_o representan constantes del modelo, mientras que η esta relacionado con el tensor de deformación promedio $2E_{ij} \bullet E_{ij}$ de la siguiente forma: $\eta = (2E_{ij} \bullet E_{ij})^{1/2} k/\epsilon$. Dependiendo si el valor de η es positivo o negativo R_ϵ se convierte en una fuente o sumidero de disipación turbulenta, donde cambios rápidos en el tensor de deformación modifican la respuesta del modelo a la disipación turbulenta.

Modelo $k - \epsilon$ Realizable

En los modelos $k - \epsilon$ estándar y RNG, el valor de C_μ es una constante para todos los cálculos, sin embargo físicamente el valor de C_μ cambia de acuerdo al tipo de flujo y la cercanía a las paredes, razón por la cual fue propuesta una nueva modificación al modelo $k - \epsilon$. El modelo $k - \epsilon$ realizable incorpora una definición variable de C_μ para el cálculo de la viscosidad turbulenta:

$$C_\mu = \frac{1}{A_o + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (2.15)$$

Donde A_o es una constante del modelo, A_s es una función de la deformación promedio, y U^* es equivalente a una relación de deformación - rotacionalidad, el cual se convierte en el parámetro de ajuste más importante de este modelo.

Modelo $k - \omega$ y $k - \omega$ SST

En los modelos $k - \omega$ y $k - \omega$ SST el principal cambio consiste en reemplazar la disipación turbulenta ϵ con la tasa específica de disipación turbulenta ω , donde $\omega = \epsilon/k$. De acuerdo a este reemplazo cambia la definición de viscosidad turbulenta y las ecuaciones de transporte de términos turbulentos. La viscosidad turbulenta estaría dada por:

$$\mu_t = \alpha^* \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.16)$$

Donde α^* representa un factor de amortiguación a bajos números de Reynolds [73]. Este ajuste determina un mejor comportamiento del modelo en cercanías a las paredes. Por otra parte las ecuaciones de transporte de términos turbulentos esta dada por:

$$\begin{aligned} \frac{\rho \partial(k)}{\partial t} + \rho \operatorname{div}(k \vec{U}) &= \operatorname{div}[\Gamma_k \operatorname{grad} k] + G_k - Y_k + S_k \\ \frac{\rho \partial(\omega)}{\partial t} + \rho \operatorname{div}(\omega \vec{U}) &= \operatorname{div}[\Gamma_\omega \operatorname{grad} \omega] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \end{aligned} \quad (2.17)$$

En este caso la producción de disipación específica turbulenta G_ω esta relacionada con la disipación específica de energía cinética turbulenta G_k , donde $G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k$, y α depende del mismo factor de amortiguación α^* ya que $\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*}$. En este caso α_∞ representa una constante

del modelo.

Debido a que el modelo $k - \omega$ posee un buen comportamiento en la cercanía a paredes, pero es muy sensible a los parámetros y ajustes iniciales en corrientes libres, en el modelo $k - \omega$ SST se incorpora una función de unificación entre el modelo $k - \epsilon$ estándar y el modelo $k - \omega$. El objetivo de esta función de unificación es priorizar uno u otro modelo de acuerdo a la distancia a las paredes. La función de unificación en el modelo SST esta dada por:

$$\sigma = F_1\sigma_1 + (1 - F_1)\sigma_2 \quad (2.18)$$

Donde F_1 y F_2 son funciones que incorporan términos como la energía cinética turbulenta k , la disipación específica ω y los valores de distancia a la pared y^+ . σ_1 y σ_2 representan la proporción de uso de uno u otro modelo de turbulencia.

Modelo RSM

El modelo de turbulencia RSM (Modelo de esfuerzos de Reynolds del inglés “*Reynolds stress model*”) es un modelo de turbulencia en el cual los esfuerzos de Reynolds provenientes de promediación RANS no se relacionan con la viscosidad turbulenta μ_t , sino que se resuelven directamente. El transporte de los esfuerzos de Reynolds R_{ij} es realizado por 6 ecuaciones, donde la ecuación general esta dada por:

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} = P_{ij} + D_{ij} - \epsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (2.19)$$

Aquí $\frac{\partial R_{ij}}{\partial t}$ representa la acumulación de esfuerzos de Reynolds R_j y el transporte por convección, P_{ij} la tasa de producción, D_{ij} la tasa de difusión, Π_{ij} la tasa de transporte por relaciones esfuerzo-deformación, $\Omega_{i,j}$ el transporte de esfuerzos de Reynolds por rotación, y ϵ_{ij} la disipación.

Antecedentes y experiencias de uso en secado por aspersión

El modelo $k - \epsilon$ ha sido uno de los modelos RANS más usados en simulación CFD del proceso de secado por aspersión [30, 37, 48, 32, 47, 41, 18]. Aunque este modelo es robusto, converge facilmente, y posee un comportamiento aceptable comparado con datos experimentales, tiene limitaciones para caracterizar flujos rotacionales y puede sobre-predecir la expansión en la salida de flujos en chorro [57], lo cual es una desventaja para simular el ingreso y expansión del aire en la cámara de secado.

La importancia de tener en cuenta la rotacionalidad en el flujo de ingreso al secador y su efecto en la estabilidad y los patrones de flujo fue reportada por Langrish et al. [41], lo cual ratifica la necesidad de incorporar un modelo de turbulencia que represente este fenómeno. El modelo $k - \epsilon$ RNG, el cual incluye un término para la rotacionalidad del flujo, ha sido usado en estudios más recientes como los de Huang et al. [31], Saleh [61] y Woo et al. [74], en donde se reportan buenos resultados. Asimismo, este modelo incluye modificaciones para

cercanía a paredes y rotacionalidad del flujo lo cual es una ventaja para la modelación del chorro libre central. Respecto a este aspecto Speziale y Thangam [68] reportan que el modelo RNG puede predecir vorticidad anisotrópica. Huang et al. [31] realiza una comparación de 4 modelos de turbulencia, encontrando entre otra información que el modelo RNG $k - \epsilon$ es menos costoso computacionalmente que el RSM, llegando a resultados similares; mientras que el modelo $k - \epsilon$ realizable no resulta adecuado para simular flujos con rotacionalidad.

Aunque no se conoce uso del modelo $k - \omega$, Langrish et al. [41] reportan el uso del modelo $k - \omega$ SST, el cual según dicho estudio presenta buenos resultados, que permiten a este autor relacionar la rotacionalidad del chorro central con el patrón de flujo de aire. El modelo RSM ha sido implementado recientemente por Wawrzyniak et al. [71], en donde se reporta una alta inestabilidad en el flujo. La falta de estudios experimentales en este caso no permite valorar cuantitativamente los resultados de este modelo.

Un resumen de estos modelos y sus referencias de uso en secado por aspersión se presentan en el cuadro 2-8.

Cuadro 2-1: Síntesis de modelos de turbulencia RANS y sus aplicaciones a secado por aspersión.

Modelo	C_μ	# Ecuaciones	μ_t	Ref. en secado por aspersión
$k - \epsilon$	0,09	2	$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$	[30, 37, 48, 32, 47, 41, 18, 28, 60]
$k - \epsilon$ RNG	0,0845	2	$\mu_t = \mu_{t0} f(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\epsilon})$	[74, 31, 61, 34]
$k - \epsilon$ realizable	$C_\mu = \frac{1}{A_o + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}}$	2	$\mu_t = \mu_{t0}(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\epsilon})$ $R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta (1 - \eta / \eta_o) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}$	[31]
$k - \omega$	-	2	$\mu_t = \alpha^* \rho \frac{k}{\omega}$ $\omega = \epsilon / k$	-
$k - \omega$ SST	-	4	$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}$	[41]
RSM	-	6	$(u'_i \phi'_i)$	[71]

Según el exámen de antecedentes, respecto a los modelos de turbulencia es posible mencionar que:

- El modelo $k - \epsilon$ RNG puede presentar mejores resultados que el $k - \epsilon$ estándar. El modelo $k - \epsilon$ realizable no parece presentar buenos resultados según lo reportado por Huang et al. [31], sin embargo, un mayor número de estudios deberían ser realizados para tener una mejor idea sobre su rendimiento.
- El modelo $k - \omega$ estándar no reporta referencias en el estudio de antecedentes realizado, posiblemente debido a que es un modelo más enfocado a presentar resultados adecuados en zonas cercanas a las paredes, situación que no es característica de la corriente central y en general del flujo de aire en un secador por aspersión.

- Modelos más complejos de 4 y 6 ecuaciones como el $k - \omega$ SST y el RSM podrían presentar mejores resultados que los modelos de 2 ecuaciones, sin embargo presentan mayores requerimientos computacionales, y específicamente en el $k - \omega$ SST, sus resultados deben ser verificados experimentalmente.

2.2.3. Modelo geométrico y de tiempo

Modelo geométrico

Determina el número de dimensiones físicas para las cuales se plantean las ecuaciones de gobierno y transporte de propiedades. Debido a la forma de los equipos de secado por aspersión (circular), los modelos bi-dimensionales no son usados debido a que no pueden representar correctamente el transporte de propiedades al interior de la cámara de secado.

En simulación CFD han sido usados inicialmente modelos 2D axi-simétricos. Los modelos 2-D axi-simétricos son básicamente modelos 2D que presentan un eje de simetría de translación y rotación sobre un eje. En estos modelos se asumen condiciones periódicas en la dirección de rotación, razón por la cual pueden incorporar hasta cierto punto una dirección radial del flujo. Este tipo de estudios también se caracterizan por proveer resultados rápidamente y aunque presentan limitaciones en la descripción de flujos cruzados y rotacionales, aún siguen siendo usados cuando la investigación se concentra en la respuesta de modelos de fase discreta, como el de evaporación de gotas [74] y submodelos de colisiones de gotas [47].

Las limitaciones encontradas en los modelos 2D axi-simétricos pueden ser corregidas con la implementación de modelos 3D. Los modelos 3D pueden representar una porción de la geometría del secador si se asume que en dicha porción ocurren todos los fenómenos físicos, o pueden representar hasta la totalidad del equipo. La desventaja de las simulaciones 3D se presenta en el costo computacional, requiriendo tiempos de proceso mucho mayores que en el enfoque 2D axi-simétrico.

Modelo de tiempo

Define si se considera acumulación de propiedades en el tiempo. Según las ecuaciones de transporte, si para una propiedad ϕ , $\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0$, el fenómeno de transporte es estable. Por otra parte si $\frac{\partial \phi}{\partial t} \neq 0$ existe una acumulación positiva o negativa de dicha propiedad a través del tiempo y el transporte es considerado transitorio.

En simulación CFD de secado por aspersión la aproximación al modelo del tiempo presenta diferentes consideraciones. Aunque el proceso de secado es un proceso continuo en el cual se estima un estado estable, diferentes autores estiman que el comportamiento del chorro central es oscilatorio, representando un comportamiento transitorio. Según Woo et al. [76] no existe una respuesta definitiva frente a este comportamiento del chorro central. Mientras que diferentes trabajos experimentales y de simulación reportan un comportamiento de precesión en la corriente central altamente transitorio [66, 67, 41, 61, 34], otros estudios como el de Woo et al. [75] reportan que la corriente central puede asumirse como estable bajo ciertas condiciones debido a la existencia de precesión.

La decisión del modelo de tiempo depende del efecto que tenga el posible comportamiento transitorio del chorro central sobre los objetivos de la simulación y limitaciones de los métodos de validación experimental. Por ejemplo, la descripción de oscilaciones ha sido asociada a la acumulación de producto en las paredes. Si este no es un objetivo del estudio, la descripción de este fenómeno podría no influir en sus objetivos. Otro caso se presenta cuando se estima que el comportamiento transitorio del chorro podría influir en los campos de temperatura y humedad. Si la frecuencia de adquisición de datos del equipo de medición son inferiores a la frecuencia de precesión o a la velocidad de oscilación, estos no serán registrados y su influencia no podrá ser verificada. Por último una simulación transitoria tiene costos computacionales mucho mayores que una simulación en estado estable, siendo este un factor importante de decisión.

2.3. Modelo de la fase discreta

2.3.1. Marco de referencia y acople entre fases

Marco de referencia

El modelo de fase discreta esta relacionado con la representación numérica de las gotas atomizadas, sus ecuaciones de gobierno y la forma en la cual se relaciona con la fase continua. De forma general la dinámica de las partículas puede representarse bajo un marco de referencia euleriano o lagrangiano. Según Yoon [77] el sistema se puede considerar como diluído o denso dependiendo de la densidad de partículas atomizadas en el medio continuo. Generalmente se evalúa el sistema como diluído cuando el volumen de la fase líquida representa menos del 10 % del gas. Según los antecedentes en modelación de secado por aspersión es usado casi exclusivamente un marco de referencia lagrangiano para las gotas atomizadas.

Acople entre fases

El acople entre fases continua y discreta determina si se hace efectiva la conservación de masa, momentum y energía en el sistema global. Para una gota que atraviesa un volumen de control de la fase continua, el transporte de la propiedad ϕ entre ambas fases puede darse de dos formas principales, las cuales se presentan en el cuadro 2-2:

Cuadro 2-2: Tipos de acople entre fases.

Tipo de acople	Relación de la propiedad transportada
Unidireccional	$-\frac{\partial \phi}{\partial t} f_c = 0 \rightarrow \frac{\partial \phi}{\partial t} f_d \neq 0$
Bidireccional	$-\frac{\partial \phi}{\partial t} f_c = \frac{\partial \phi}{\partial t} f_d$

Según la guía de usuario de Ansys Fluent [19], la determinación del modelo más apropiado depende de la carga de partículas y el número de Stokes. En secado por aspersión la carga de partículas es suficientemente alta para influir en el transporte de propiedades de la fase continua. Por ejemplo, en el transporte de momentum, Southwell y Langrish [66] reportaron

variaciones pequeñas en la dirección del flujo y generación de nuevas zonas de re-circulación al inyectar gotas en la cámara de secado. El efecto de la fase discreta es aún mayor sobre el transporte de energía y masa, tal como lo reportan Cubillos et al. [12], donde se obtienen grandes variaciones en los campos de temperatura entre simulaciones acopladas unidireccionalmente y bidireccionalmente.

El uso de un acople bidireccional genera aumentos en los tiempos computacionales. Mientras que el acople unidireccional requiere únicamente de la información de la propiedad transportada ϕ en cada volumen de control para estimar su transporte a la fase discreta, el acople bidireccional requiere balancear ambos iterativamente hasta llegar a un punto de convergencia. El proceso iterativo consiste en determinar un nuevo valor de la propiedad ϕ'' en función del valor en el tiempo anterior ϕ y el valor calculado ϕ' . Los incrementos dependen de un factor de relajación α , y el proceso iterativo culmina cuando $\phi'' \approx \phi$, de acuerdo al criterio de convergencia establecido:

$$\phi'' = \phi + \alpha(\phi' - \phi). \quad (2.20)$$

2.3.2. Modelo de inyección

El modelo de inyección representa la forma en la cual la fase discreta ingresa a la fase continua. En el caso del presente estudio esta relacionado con las propiedades del líquido inyectado por un atomizador rotativo. Las propiedades físicas más importantes a determinar son la velocidad y el tamaño inicial de las gotas, aunque también deben ser considerados algunos parámetros como el coeficiente de descarga C_{d-atom} y el número de cavitación K_{atom} , según el modelo de atomización descrito.

Tipo de atomizador

El atomizador es el dispositivo físico que dispersa las gotas en la fase continua, y le otorga sus propiedades iniciales. Los tipos de atomizadores varían en diversos estudios reportados en la literatura como las boquillas de pulverización por presión hidráulica [36, 47, 48, 30] y las boquillas de pulverización con presión de aire [4]. El tipo de atomizador que posee el equipo PSALAB usado en este estudio es de tipo rotativo con veletas (del inglés “*rotary vane atomizer*”), por tanto los modelos aplicables están relacionados a este sistema de atomización. En un atomizador rotativo con veletas, el líquido es acelerado hacia los bordes externos del disco debido a la fuerza centrífuga y posteriormente descargado en forma de cientos de gotas. Según Westergaard [72], un atomizador rotativo adecuadamente diseñado debe retener el líquido hasta que este alcance la velocidad tangencial según el giro del atomizador, antes de ser descargado.

Atomización primaria

Las gotas inyectadas por los atomizadores no poseen tamaño homogéneo. Comúnmente la medición de dichos tamaños se realiza mediante experimentos Buergermeister [8], Huang y Mujumdar [29], en donde son obtenidas distribuciones de tamaño de gota para un producto específico, un tipo de inyector y diferentes flujos máscos y revoluciones de giro. De forma

general es aceptado que a mayores revoluciones por minuto del disco N_{disk} las gotas son más pequeñas y que a mayor flujo másico \dot{m} de líquido inyectado, las gotas son más grandes.

La distribución de tamaños de gotas es habitualmente obtenida mediante funciones de probabilidad de distribución -PDF- (del inglés “*probability distribution function*”). Según Yoon [77] las principales PDF aplicables a modelos lagrangianos corresponden a la distribución *Rosin-Rammler*, *Log-normal*, *Gausiana* y *Nukiyama-Tanasawa*, de las cuales la *Rosin-Rammler* es la más usada en modelos CFD para secadores por aspersión [36, 12, 30, 4, 47, 48].

La distribución *Rosin-Rammler* entrega la probabilidad de encontrar elementos -en este caso gotas- más pequeñas que un cierto tamaño de gota ingresado. La distribución en forma de probabilidad acumulada tiene la siguiente forma:

$$1 - Y = \exp \left[- \left(\frac{D_{ref}}{\bar{d}} \right)^n \right], \quad (2.21)$$

donde D_{ref} representa el diámetro de referencia de la gota, Y es la fracción másica más pequeña que D_{ref} , \bar{d} el diámetro de gota más probable, n el parámetro de propagación.

Para aplicar la distribución de Rosin-Rammler a un atomizador rotativo es necesario definir el parámetro de propagación n , y el diámetro promedio \bar{d} de la población de gotas. El parámetro de propagación se ajusta de acuerdo a si se produce cambio de fase directamente en la atomización (*cavitación*).

El diámetro de gota más probable \bar{d} se puede obtener a partir del diámetro medio de Sauter d_{32} . Para atomizadores rotativos existen diversas relaciones semi-empíricas basadas en resultados experimentales, y análisis físico-dimensional del proceso [63]. Según Huang y Mujumdar [29] la siguiente relación propuesta por Masters [45] resulta apropiada para determinar el diámetro medio Sauter:

$$d_{32} = \frac{1,4 \times 10^4 \dot{m}^{0,24}}{(N_{disk} d_{disk})^{0,83} (n_{disk} h_{disk})^{0,12}}, \quad (2.22)$$

donde d_{32} representa el diámetro medio de Sauter en (μm), d_{disk} el diámetro del disco de atomizador (metros), h_{disk} la altura de orificio (veleta) del atomizador (metros), n_{disk} el número de orificios del atomizador, N_{disk} el número de revoluciones por minuto de giro del disco y \dot{m} el flujo másico de líquido al disco (kg/h). Otras distribuciones de tamaño más específicas incluyendo la viscosidad del fluido a inyectar son resumidos por Mujumdar [50], las cuales incluyen la viscosidad del fluido μ .

El diámetro medio de gota d_{32} es relacionado en muchos casos con el diámetro más probable de gota \bar{d} mediante una relación descrita en el trabajo de Lefebvre [43]:

$$\bar{d} = 1,2726 d_{32} \left(1 - \frac{1}{n} \right)^n, \quad (2.23)$$

donde n representa nuevamente el parámetro de propagación de la población en la distribución *Rosin-Rammler*.

La velocidad de salida de las gotas se relaciona con la velocidad de giro del atomizador. Según Westergaard [72] una aproximación razonable es asumirla equivalente a la velocidad periférica del disco de atomización, la cual es obtenida de la siguiente forma:

$$U_{droplet} = 2\pi r_{disk} \times (N_{disk}/60), \quad (2.24)$$

donde N_{disk} representa el número de revoluciones por minuto del disco rotativo y r_{disk} el radio en metros.

Atomización secundaria

Luego de salir del aspersor rotativo, las gotas están sujetas a deformación y rompimiento en nuevas gotas más pequeñas. Este proceso es llamado atomización secundaria y se presenta cuando existe una elevada velocidad relativa entre la gota y la fase continua. Cuando las fuerzas aerodinámicas superan las fuerzas de tensión superficial la gota se deforma [53] hasta que se rompe y crea un conjunto de gotas más pequeñas. Este proceso se rige por el número de Weber que representa la relación entre los efectos aerodinámicos con la tensión superficial.

Uno de los modelos más usados para simular la deformación y rompimiento de las gotas es el modelo de la analogía de Taylor, en el cual se asume la gota como un sistema oscilatorio de resorte, donde las fuerzas de tensión superficial actúan como el resorte, el arrastre como las fuerzas externas, y la viscosidad de la gota como fuerza de amortiguación. Según la guía de usuario de Fluent 6.0 [19] este modelo resulta más adecuado para atomizaciones con bajo número de Weber. Para números de Weber mayores se utiliza comúnmente el modelo de *Reitz – Diwakar*. En este modelo busca determinar el tiempo de vida de las gotas inestables atomizadas en relación a las velocidades relativas de la fase discreta y continua, y es usado habitualmente en modelos de inyección de motores de combustión interna. La síntesis de estos modelos de atomización secundaria se presenta en el cuadro 2-3.

Cuadro 2-3: Modelos principales para atomización secundaria.

Analogía de Taylor	Distorsión sobre el ecuador	$F - kx - d \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2}$
	Criterio de rompimiento	$x > C_b r$
Modelo <i>Reitz-Diwakar</i>	Tiempo de rompimiento	$\tau = 0,82B_1 \sqrt{\frac{\rho a^3}{\sigma}} \quad (2.25)$

2.3.3. Transporte de momentum

El transporte de momentum en la fase discreta utiliza la ecuación básica de gobierno para flujo incompresible. Para un flujo en tres dimensiones, el transporte de momentum en la dirección x esta dado por:

$$\frac{\rho \partial(u)}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) - \text{div}(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\}) + S_{Mx}. \quad (2.26)$$

Para una gota descrita mediante un marco de referencia lagrangiano, $\text{div}(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\}) = 0$ representa el término convectivo, al considerar que la velocidad del flujo al interior de la gota es nula. En este caso la ecuación de transporte para el momentum quedaría de la siguiente forma:

$$\frac{\rho \partial(u)}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) + S_{Mx}, \quad (2.27)$$

donde esta relación es equivalente a la segunda ley de Newton $\sum F_d = m_d \vec{a}_d$ en cuanto a que el término $\frac{\rho \partial(u)}{\partial t} = m_d \vec{a}_d / V_d$ y que $\sum F_d$ representa la suma de fuerzas sobre la gota que pueden ser de cuerpo $\sum Fb_d$ y superficie $\sum Fs_d$ donde el término de generación es equivalente a las fuerzas de cuerpo: $S_{Mx} = \sum Fb_d$, y el término difusivo corresponde a las fuerzas de contacto: $-\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) = \sum Fs_d$.

Para determinar las fuerzas de cuerpo sobre la gota $\sum Fb_d$ se asume que sobre la gota solo actúan fuerzas fundamentales en un campo gravitacional, despreciando efectos rotacionales de la gota y de la superficie terrestre. Adicionalmente se asume que la gota es una partícula sin carga eléctrica. En este caso, la única fuerza de cuerpo considerada es la fuerza gravitatoria, la cual esta dada por:

$$S_{Mx} = \sum Fb_{x,d} = \frac{Fg_x(\rho_d - \rho_g)}{\rho_d}. \quad (2.28)$$

En este caso $\rho_d - \rho_g$ representa la flotabilidad de la gota en el medio.

Las fuerzas de superficie $\sum Fs_d$ se determinan por la definición del término difusivo del momentum $-\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u))$. Según la ampliación de las ecuaciones de Navier-Stokes, en este caso para la dirección x :

$$\sum Fs_d = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) = \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{\partial p}{\partial x}.$$

En este caso el término $\frac{\partial}{\partial x} (2\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\mu \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\mu \frac{\partial u}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial x} (\mu \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial x} (\mu \frac{\partial w}{\partial x})$ representa el efecto de la viscosidad en el transporte del momentum y $(-\frac{\partial p}{\partial x})$ el gradiente de presión en

la dirección x .

Mientras que $div(\mu grad(u))$ determina la deformación de la gota producto de esfuerzos normales y cortantes, el gradiente de presión esta determinado por las fuerzas aerodinámicas. Considerando que la gota no produce sustentación, la presión se puede relacionar con la fuerza de arrastre F_D de la siguiente forma:

$$p_{avg} * A_{ref,d} = F_D, \quad (2.30)$$

donde la fuerza de arrastre esta determinada por:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho_g (u_g - u_d)^2 A_{ref,d} C_{D,d}. \quad (2.31)$$

El término $(u_g - u_d)^2$ representa la velocidad relativa entre la velocidad de la fase continua y la gota, $A_{ref,d}$ el área de referencia de la gota y C_D el coeficiente de arrastre de la gota. De la relación anterior es posible conocer el cambio en la velocidad de la gota en la dirección u en proporción a su masa m_d :

$$m_d \frac{\partial \vec{U}(x, y, z)_d}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho_g (\vec{U}(x, y, z)_g - \vec{U}(x, y, z)_d)^2 A_d C_D. \quad (2.32)$$

La dificultad de la solución de esta relación se debe a que el coeficiente de arrastre C_D de la gota no es constante y varía de acuerdo a su forma y al número de Reynolds. La determinación del valor del coeficiente de arrastre C_D ha sido estudiada por Peng y Aggarwal [55], en donde su valor se ha realizado mediante funciones ajustadas de datos experimentales. Algunos de los modelos más utilizados para determinar el coeficiente de arrastre de acuerdo al número de Reynolds y la forma de la gota se resumen en el cuadro 2-4.

En síntesis, para el cálculo del transporte de momentum se poseen diversas opciones para el cálculo del coeficiente de arrastre C_D de la gota y suponer el comportamiento físico y deformación de la gota según el efecto de la gravedad y las fuerzas de superficie involucradas. Dependiendo si la gota se asume como deformable o no, se puede asumir el transporte de momentum en la fase continua de diversas formas, las cuales se resumen en el cuadro 2-5.

Cuadro 2-5: Modelos físicos generales para el balance de momentum en una gota unidimensional.

Modelo físico	Aceleración
1-D -Gota sólida, sin gravedad	$\frac{\partial u_d}{\partial t} / m_d = F_D (u_g - u_p) = p_{avg} / A_d$
1-D -Gota sólida, con gravedad	$\frac{\partial u_d}{\partial t} / m_d = F_D (u_g - u_p) + \frac{F g_x (\rho_d - \rho_g)}{\rho_d}$
Gota deformable, con gravedad, sin sustentación	$\frac{\partial u_d}{\partial t} / m_d = F_D (u_g - u_p) + \frac{F g_x (\rho_d - \rho_g)}{\rho_d} + div(\mu grad(u))$

Cuadro 2-4: Síntesis de algunos modelos del coeficiente de arrastre C_D en relación al número de Reynolds y la forma de la gota.

Modelo de gota	Re	Relación	Referencia
Esférica	$Re < 0,25$	$C_{D_d} = 24/Re$	Ley de Stokes
Esférica	$100 \leq Re \leq 5000$	$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2}$	Morsi y Alexander [49]
Esférica	$Re > 1000$	$C_D \sim 0,4$	Renksizbulut y Yuen [59]
Esférica	$Re \leq 1000$	$C_D = \frac{24}{Re} (1 + \frac{1}{6}Re^{2/3})$	Liu et al. [44]
	$Re > 1000$	$C_D = 0,424$	
Esférica	$10 < Re < 300$	$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0,2Re^{0,63}) (1 + B_\tau)^{-0,2}$	Renksizbulut y Yuen [59]
Deformada	Subsónico	$C_D = C_{D,esfera} (1 + 2,632y)$ $0 < y < 1$	Liu et al. [44]

La selección de modelos de arrastre puede estar determinada por los modelos ofrecidos en el software CFD y la posibilidad de modificación y/o ajuste de los mismos. Por ejemplo en el estudio de Huang et al. [30], el software usado es Fluent 6.0 y los modelos de arrastre corresponden al modelo de Morsi y Alexander [49] para gotas esféricas y de Liu et al. [44] para gotas deformadas. Aunque estudios como el de Holterman [26] reportan un buen ajuste entre el modelo y datos experimentales al usar ecuaciones empíricas similares a la reportada por Renksizbulut y Yuen [59], no se encontró en la revisión realizada un estudio comparativo de diversos modelos de arrastre en secado por aspersión. Respecto a otros factores como la inclusión de la fuerza de gravedad en la simulación nuevamente no se conocen datos detallados si es tenida en cuenta en la simulación y sus efectos sobre la cinética de gotas.

El efecto de la deformación de gotas presenta consideraciones adicionales y se ve ampliamente influenciado por los parámetros iniciales y la carga total de la fase continua. Estos modelos se analizan en el sub-capítulo de deformación e interacción de gotas.

2.3.4. Transporte de masa y energía

El transporte de masa y energía se presenta entre las gotas individuales y el flujo de aire dentro de la cámara de secado, desde el momento en que las gotas son atomizadas hasta que el contenido de masa inicial m_o de cada gota sea evaporado. El análisis de este fenómeno se realiza en conjunto debido a que tanto el transporte de masa como el de energía se producen paralelamente. La relación general para describir el transporte de masa y energía se puede establecer de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{acum} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}. \quad (2.33)$$

Esta relación no contempla directamente términos de masa debido a que la masa transportada se relaciona con un flujo de calor según la entalpía de vaporización y la cantidad de masa

evaporada o condensada. Suponiendo que la temperatura de la gota T_d es superior a la temperatura del gas T_g , la humedad relativa del gas es inferior al 100 % y despreciando el transporte por radiación es posible establecer las siguientes relaciones:

$$\dot{Q}_{in} = h_d A_d (T_g - T_d) \Delta t, \quad (2.34)$$

$$\dot{Q}_{out} = \frac{\partial m_d}{\partial t} h_{fg}, \quad (2.35)$$

$$\dot{Q}_{acum} = m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t}. \quad (2.36)$$

Estableciendo que el flujo de calor que ingresa a la gota \dot{Q}_{in} lo realiza por un transporte de energía térmica por convección forzada desde la fase continua hacia la fase discreta. Igualmente el flujo de calor que sale de la gota \dot{Q}_{out} se produce por un transporte de energía desde la fase discreta hacia la fase continua según la masa transportada y su entalpía de vaporización. Por último, el flujo de calor que es acumulado en la gota \dot{Q}_{acum} depende del balance de energía que ingresa y que sale, y cambia la temperatura de la gota de acuerdo a su masa y calor específico. De esta forma, el balance de energía presentado en la ecuación 2.33 puede re-escribirse de la siguiente forma:

$$m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t} = h_d A_d (T_\infty - T_d) \Delta t + \frac{\partial m_d}{\partial t} h_{fg}. \quad (2.37)$$

Acumulación de energía térmica en la gota El modelo de acumulación de energía térmica en la gota descrito por $m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t}$ puede ampliarse a modelos más detallados según se desprecie la resistencia térmica interna de la gota y la no homogeneidad de las zonas de transferencia de calor. En el cuadro 2-6 se presentan algunas relaciones de acuerdo a las consideraciones realizadas para el modelo:

Cuadro 2-6: Modelos generales para simular la acumulación de energía térmica en la gota.

Descripción	Relación
Gota sin resistencia térmica (1-D)	$m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t}$
Gota redonda con resistencia térmica interna (1-D)	$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} k_d \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right)$

Aunque existen modelos más complejos para analizar la transferencia de calor en una gota (como los tridimensionales), no son tenidos en cuenta en este trabajo al ser demasiado costosos computacionalmente para una simulación de aspersión, donde se realiza el seguimiento a miles de gotas.

El modelo de acumulación de energía térmica debe contemplar otros aspectos termodinámicos como el cambio del calor específico C con la temperatura de la gota T_d y la temperatura de ebullición $T_{eb,d}$ a la presión local. El calor específico C de la gota puede obtenerse mediante diversas relaciones experimentales [54, 24] o tablas NIST-JANAF, donde la relación debe ingresarse en el modelo. Por otra parte, si la gota alcanza la temperatura de ebullición $T_{eb,d}$, no podrá almacenar más energía térmica, donde esta energía genera un transporte de masa adicional debido a la ebullición:

$$T_d = T_{eb,d} \rightarrow m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t} = - \frac{\partial m_{debu}}{dt} h f_{g_{T_{ebu}}}, \quad (2.38)$$

aquí la temperatura de ebullición a la presión local es calculada mediante la relación de Clausius-Clapeyron.

Mecanismos de transporte de calor El mecanismo principal del flujo de calor hacia la gota \dot{Q}_{in} es el transporte por convección. Este transporte está definido en un intervalo de tiempo y se obtiene mediante $h_d A_d (T_\infty - T_d) \Delta t$. Mientras que la temperatura del gas T_g , de la gota T_d , y su área superficial A_d son valores conocidos en un instante de tiempo, el valor del coeficiente de convección h_d debe ser determinado para completar este modelo. Debido al efecto de la gravedad, la velocidad inicial y la naturaleza turbulenta del flujo interno en la cámara de secado, la convección de energía térmica de la gota con la fase continua, es forzada. Una relación obtenida experimentalmente para el cálculo de h en relación al número de Nusselt fue propuesta por Ranz y Marshall [58]:

$$Nu = \frac{h_d}{k_\infty} = 2,0 + 0,6 Re_d^{1/2} Pr_\infty^{1/3}. \quad (2.39)$$

Existen otras aproximaciones experimentales de la relación entre los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl. Algunos de los modelos más representativos se resumen en el trabajo de Peng y Aggarwal [55] y se presentan a continuación:

Cuadro 2-7: Correlaciones para número de Nusselt.

Nombre relación	Año	Relación
Frossling	1938	$Nu = 2,0 + 0,552 Re_d^{1/2} Pr_\infty^{1/3}$
Modelo de Ranz y Marshall [58]	1952	$Nu = 2,0 + 0,6 Re_d^{1/2} Pr_\infty^{1/3}$
Modelo de Clift	1978	$Nu = 1 + ((1 + 0,6 Re_d Pr_\infty)^{0,33} f(Re))$ $f(Re) = 1 \rightarrow Re \leq 1, f(Re) = Re^{0,077} \rightarrow Re > 1$
Modelo de Rensizbulut-Yuen	1983	$Nu = 2,0 + 0,57 Re_d^{1/2} Pr_\infty^{1/3} (1 + B_T)$
Modelo de Abramzon-Sirignano	1989	$Nu^* = 2 + (Nu - 2) / F_T$

En los modelos de Rensizbulut-Yuen y Abramzon-Sirignano se incluyen los términos de B_T y F_T donde B_T representa un factor de corrección debido a la tasa de vaporización de la gota y F_T otro factor de corrección para el flujo de Stephan (del inglés “*Stephan Flow*”).

Un último fenómeno discutido en el modelo de flujo de calor es incluir el efecto de la radiación como mecanismo de transporte. La radiación tiene como efecto el aumento del transporte de energía térmica hacia la gota y esta dada por $E_R = \epsilon_d A_d \sigma (\theta_R^4 - T_d^4)$ donde σ representa la constante de Stefan-Boltzmaan, y θ representa la temperatura de radiación y ϵ la emisividad de la gota. Al incluir el efecto de la radiación, la ecuación de flujo de calor hacia la gota quedaría de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{in} = hA_d(T_\infty - T_d) + E_r. \quad (2.40)$$

Mecanismos de transporte de masa y su efecto en el balance de energía El transporte de masa entre la fase continua y discreta se realiza por dos mecanismos principales:

- Ebullición: transporte de masa cuando la presión de vapor del líquido de la gota se iguala a la presión atmosférica local.
- Evaporación: transporte de masa por diferencia de concentración entre la fase continua y la superficie de la gota.

Si la temperatura de la gota T_d es inferior a la temperatura de ebullición a la presión local, el transporte de masa ocurre por evaporación. La cantidad de masa evaporada se relaciona con un flujo de energía a través de la entalpía de vaporización h_{fg} de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{out} = \frac{\partial m_d}{\partial t} h_{fg}. \quad (2.41)$$

Mientras la entalpía de vaporización de la gota puede aproximarse a través de diferentes relaciones experimentales como las propuestas por Osborne et al. [54] o mediante tablas como la NIST-JANAF, la tasa de cambio de la masa de la gota $\frac{\partial m_d}{\partial t}$ depende del flujo molar de vapor N_i , el área superficial de la gota A_d , la masa molecular de la especie (vapor de agua) $m_{m,i}$ y el intervalo de tiempo analizado Δt , así:

$$m_d(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_d m_{m,i} \Delta t. \quad (2.42)$$

El flujo molar de vapor N_i desde la gota a la fase continua se establece según el coeficiente de transporte convectivo de masa h_c y la diferencia en la concentración de vapor entre la superficie de la gota $C_{i,sd}$ y la fase continua $C_{i,g}$.

$$N_i = h_c (C_{i,sd} - C_{i,g}). \quad (2.43)$$

El valor de h_c esta determinado por la correlación de Ranz-Marshall, relacionando el número de Sherwood Sh con el número de Reynolds Re y el Número de Schmidt Sc . Las mismas correlaciones que aplican al número de Nusselt son efectivas para hallar el número de Sherwood y fueron resumidas en los mecanismos de transporte de calor, en donde la única variación

que debe realizarse es reemplazar el número de Prandtl por el número de Schmidt. Usando la correlación de Ranz y Marshall [58], el número de Sherwood puede ser calculado de la siguiente forma:

$$Sh = \frac{h_c d_d}{D_{i,a}} = 2,0 + 0,6 Re_d^{1/2} Sc_\infty^{1/3}, \quad (2.44)$$

donde $D_{i,a}$ representa el coeficiente de difusión del vapor de agua en el medio continuo, en este caso aire, el cual se obtiene del ajuste numérico de tablas como las presentadas por Bolz [7]. El valor de $C_{i,sd}$ es obtenido asumiendo que la saturación es del 100 % en la superficie de la gota. De aquí, se obtiene la concentración de vapor en la superficie de la gota en función a la presión de saturación a la temperatura de la superficie:

$$C_{i,sd} = \frac{P_{sat}(T_d)}{RT_d}. \quad (2.45)$$

La concentración de vapor en la fase continua y de $C_{i,g}$ se obtiene de acuerdo a la ecuación de transporte de especies para la fase continua:

$$C_{i,\infty} = X_i \frac{p}{RT_g}, \quad (2.46)$$

donde se depende de la presión local p , la fracción másica molar de la especie (vapor de agua) en el aire X_i y la temperatura promedio local de la fase continua T_g .

El aspecto clave en los cálculos de transporte de energía y masa es la determinación de los coeficientes convectivos de transporte. De la misma forma que en el transporte de momentum, dichos coeficientes dependen de los modelos incorporados al software CFD donde los modelos usados son mayoritariamente mejoras a la correlación de Ranz-Marshall. Los demás cálculos como la determinación de la entalpía de vaporización y el calor específico no son referidas comúnmente en las publicaciones de simulaciones CFD, sin embargo pueden ser comunmente ajustadas en software CFD para cada tipo de fluido usado.

2.4. Métodos experimentales de verificación

2.4.1. Síntesis de técnicas disponibles y antecedentes

Con el objetivo de conocer cuales técnicas de medición se pueden aplicar a la fase experimental se realiza un estudio de antecedentes de trabajos experimentales con mediciones en secado por aspersión, un estudio de nuevas tecnologías de medición con posibles aplicaciones y la verificación de sus costos en el mercado. Los resultados de este estudio son presentados en el cuadro 2-8.

Los diferentes tipos de técnicas se clasifican por la variable objetivo de medición ($T_{air}, RH_{air}, \vec{U}_{air}$), el nombre y tipo de técnica, su intrusividad en el medio, el costo relativo de su aplicación,

si posee requerimientos de alteración del equipo y un listado de antecedentes de su uso en aplicaciones de secado por aspersión. La intrusividad, el costo y requerimientos de alteración son factores importantes analizados debido a que son determinantes en el proceso de selección. La intrusividad de la técnica es un aspecto importante dado que indica si el sensor debe estar en contacto con el medio para realizar la medición. Un sensor con alto grado de intrusividad puede llegar a modificar, por ejemplo, el patrón de flujo de aire y entregar resultados erróneos. El costo del equipo a adquirir esta limitado por el presupuesto de este proyecto y los requerimientos de alteración deben ser tenidos en cuenta dado que las modificaciones a ser realizadas sobre la planta piloto deben ser mínimas.

La interpretación de los resultados del cuadro 2-8 indica la existencia de diversas técnicas que requieren una alteración del equipo. Técnicas como la Laser-Doppler o PIV (velocimetría por imágenes de partículas) requieren una ventanilla de tamaño suficiente para medir el campo de velocidades. Estas técnicas aunque promisorias son descartadas por las limitaciones a la modificación del equipo. Otras técnicas recientes como la termohigrometría por espejo enfriado pueden ser interesantes, pero al no presentar antecedentes en mediciones al interior de la cámara de secado, son descartadas. A continuación se describen las técnicas que según la interpretación realizada poseen más relevancia para la medición de los campos de velocidad, humedad y temperatura en este trabajo.

Cuadro 2-8: Síntesis de técnicas disponibles de medición de velocidad, humedad y temperatura aplicables.

VAR	Técnica	Tipos	Intrusiva	Costo	Alteración	Antecedentes en aspersión
\vec{U}_{air}	Anemometría	Láser Doppler	No	Medio	Si	[6, 78]
		Hilo Caliente	Si	Medio	No	[36, 37, 40, 62]
		PIV	Bajo	Medio	Posible	[46]
		Sónica	Si	Alto	No	-
	Anemómetro Rotativo	Si	Bajo	No	[23]	
	Dirección del flujo	Tiras Flexibles	Si	Bajo	No	[66, 21, 37]
		Inyección de Trazas	Si	Alto	Posible	[42]
Inyección de Humo		No	Medio	Posible	[66]	
RH_{air}	Higrometría	Capacitivo	Si	Medio	No	[23, 36]
		Espejo enfriado	Si	Alto	No	-
		Estado solido	Si	Alto	No	-
T_{air}	Termometría	Termo-resistor	Si	Bajo	No	[36, 23]
		Termocupla	Si	Bajo	No	[23]

Anemometría de hilo caliente

La anemometría de hilo caliente (HWA) ha sido indudablemente una de las técnicas más usadas en la caracterización del campo de velocidades en flujos de aire y en mediciones de turbulencia para problemas de dinámica de fluidos [15]. Jensen [33] resume las ventajas de esta técnica en su elevada frecuencia de muestreo y baja resolución espacial. Una limitación del uso de equipos de HWA se presenta cuando la medición se realiza con inyección de gotas (2 fases), dado que el impacto de las mismas sobre la sonda altera la señal de respuesta, donde dicha alteración es proporcional al número de gotas de impacto [65]. En secado por aspersión esta técnica puede ser usada para caracterizar el flujo de ingreso a la cámara de secado [62, 23, 69] o para establecer el campo interno de velocidades [36, 40].

Tirillas flexibles y métodos visuales

El uso de tirillas flexibles ubicadas en diferentes posiciones de la cámara de secado ha sido reportado por Gabites et al. [21], Kieviet et al. [37] y Southwell y Langrish [66]. Mientras que las tirillas pueden ser usadas para identificación local de la dirección del flujo [36], la aplicación de estas en conjunto con inyección y visualización de humo puede dar un mapa completo del flujo en la cámara de secado tal como lo reporta Southwell y Langrish [66], quienes incluyen el efecto de diferentes condiciones de operación (swirl, inyección de gotas, RPM's del aspersor) y su efecto en la dirección del flujo. La inyección de trazas de polietileno y su visualización es otra opción que ha sido reportada por Lebarbier et al. [42] para explicar la relación del flujo rotacional (del inglés "*swirl*") con la estabilidad del flujo y sus zonas de re-circulación.

Termo-higrometría capacitiva

Esta técnica ha sido usada para mediciones al interior de la cámara y en las entradas y salidas. Por ejemplo según lo reportado por Gianfrancesco [23], se presenta una metodología para asociar el flujo de aire caliente con el secado de las gotas en la cámara de secado, para lo cual se realizaron mediciones de temperatura y humedad del aire en diversas condiciones (solo aire, aire + atomización de líquido, aire + solución de maltodextrina). Mientras que la temperatura y humedad fue medida en diversas posiciones, la velocidad del aire fue solo medida en la entrada y salida de la cámara de secado sin inyección de gotas. El tipo de técnicas usadas por Gianfrancesco [23] resulta similar a las usadas por Kieviet y Kerkhof [36] no obstante con la diferencia que el primero utiliza adicionalmente Anemómetros rotativos como comparativo, higrómetros capacitivos además del de punto de rocío y psicometría para medición de temperatura en el aire externo.

2.4.2. Selección de técnicas

Medición de la velocidad del aire

En secado por aspersión prácticamente las mediciones realizadas más representativas y relacionadas con simulación CFD usan sistemas de LDA (Anemometría por Láser Doppler) y anemometría por hilo caliente para la medición de velocidades. Mientras que la anemometría

LDA posee la ventaja de no interferir el flujo de aire, su instalación y montaje puede requerir modificaciones en el equipo de secado que resultan prohibitivas en costo. Adicionalmente como reporta Albrecht [2], la técnica LDA puede ser usada para mediciones en gotas esféricas homogéneas, lo cual puede ser una complicación en atomizadores rotativos debido a la distribución de tamaños y formas.

La anemometría de hilo caliente interactúa directamente con el flujo, razón por la cual es una técnica invasiva. Adicionalmente es muy sensible al impacto de gotas sobre el sensor por lo cual no puede ser usada directamente con inyección de gotas. Aunque esta técnica posee ventajas como una alta frecuencia de muestreo [33], no es posible encontrar en el mercado equipos de bajo costo (1000 USD o menos) con frecuencias de muestreo superiores a 1Hz, razón por la cual se dificulta la realización de una descripción detallada de la energía cinética turbulenta. Aspectos positivos incluyen una muy baja resolución espacial (relación del tamaño del sensor al tamaño del volumen de control) y flexibilidad suficiente para medir diferentes posiciones axiales y radiales, lo cual está limitado en la técnica LDA a la posición de la ventanilla de observación, siendo esta la razón principal por la cual se selecciona esta técnica en este trabajo.

Medición de la humedad y temperatura

Debido a los pocos antecedentes de mediciones de humedad y temperatura del aire en el interior de la cámara de secado se limitan los argumentos de selección de la técnica a lo que ha sido experimentado y probado. Mientras que la medición de humedad mediante higrómetros de espejo enfriado y estado sólido puede resultar interesante, el efecto del ambiente adverso al interior de la cámara de secado sobre las mediciones resulta el criterio más importante de selección. Kieviet et al. [37] realizó estas mediciones de humedad y temperatura exitosamente usando un protector para la sonda (micro-separador), el cual puede ser aplicado a sondas de higrometría capacitiva.

Por otra parte la medición de temperatura puede realizarse por el termo-resistor incluido en muchas sondas de higrometría capacitiva, donde el micro-separador resulta igualmente útil para evitar la condensación sobre las sondas y tomar lecturas erróneas. Por estas razones, el tipo de técnica de medición de humedad y temperatura del aire usados en este trabajo es la termo-higrometría capacitiva.

2.4.3. Descripción de la técnica de anemometría de hilo caliente

La anemometría de hilo caliente es una técnica de medición de la magnitud de la velocidad y temperatura de un fluido. Su principio de funcionamiento se basa en la disipación de calor en la sonda del equipo la cual es proporcional a la velocidad del fluido sobre el cual se está midiendo. Dicha medición es realizada midiendo el cambio en la resistencia de un filamento delgado que se calienta eléctricamente y que es colocada en la corriente fluida por medio de una sonda [15]. El filamento o alambre hace parte de un brazo del puente de wheatstone que cuando se encuentra energizado, calienta el alambre hasta el punto que se llega a una igualdad entre el potencial eléctrico entregado, el calor producido y el calor cedido al medio.

El principio general de funcionamiento de un equipo de anemometría de hilo caliente se basa en la transferencia de calor desde la superficie calentada al fluido en el cual se encuentra inmersa la sonda Sheldrake [64] y puede describirse a través de una ecuación diferencial:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = W - H_{flow}, \quad (2.47)$$

donde Q representa la energía térmica almacenada en el alambre, W la potencia eléctrica suministrada al alambre y H_{flow} el calor cedido al fluido. Si se desprecia la potencia perdida por radiación, se podría establecer una relación entre la potencia eléctrica suministrada y la potencia entregada al fluido mediante una transferencia de calor convectiva:

$$I^2 R_w = h * A_w (T_w - T_f), \quad (2.48)$$

donde I representa la corriente de entrada, R_w la resistencia del alambre, y la relación $(T_w - T_f)$ representa la diferencia de temperaturas entre el alambre y el fluido. El área A_w está representada como el área efectiva de transferencia de calor por convección y h representa el coeficiente de transferencia de calor convectivo desde el alambre al medio. En esta relación el valor de R_w (resistencia del alambre) y h son variables y se obtienen de la siguiente forma:

$$R_w = R_{Ref} [1 + \alpha (T_w - T_{ref})], \quad (2.49)$$

donde α representa coeficiente de temperatura de resistividad del alambre, y R_{Ref} el valor de la resistencia a la temperatura T_{ref} . Por otra parte el coeficiente de transferencia de calor h es una función de la velocidad del fluido V_f y de coeficientes de calibración a, b y c :

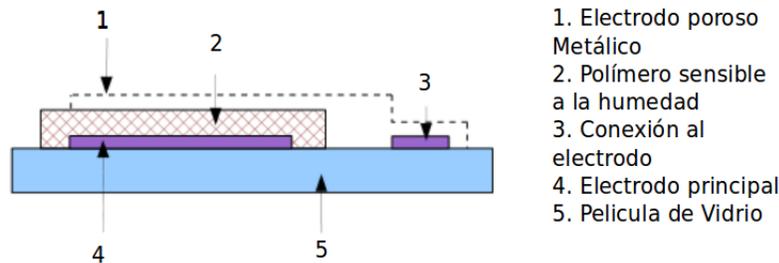
$$h = a + b * v_f^c. \quad (2.50)$$

Y al despejar en términos de la velocidad del fluido V_f :

$$V_f = \left\{ \frac{\left[\frac{I^2 R_{Ref} (1 + \alpha (T_w - T_{Ref}))}{A_w (T_w - T_f)} - \alpha \right]}{b} \right\}^{1/c}. \quad (2.51)$$

La velocidad del fluido es corregida según la temperatura de referencia T_{ref} . También puede ser corregida según la densidad local en algunos equipos. Los datos de velocidad del aire son presentados al operador, y pueden ser almacenados en una memoria interna en muchos equipos para su posterior análisis.

Figura 2-4: Esquema general del sensor de polímero-capacitivo. Fuente: Adaptado de la hoja de datos técnicos del equipo KIMO, referencia HD-100.



2.4.4. Descripción de la técnica de termo-higrometría capacitiva

La medición de la humedad mediante el uso de sensores de polímero-capacitivos se basa en el cambio de la constante dieléctrica con el cambio de la humedad relativa. En este caso el sistema consiste en un material higroscópico dieléctrico que se coloca entre un par de electrodos formando un capacitor. Comúnmente el material dieléctrico es un polímero. La medición de humedad se realiza midiendo el cambio en la capacitancia del sensor. El agua absorbida modifica la constante dieléctrica del polímero y genera una respuesta la cual es interpretada por el equipo como un cambio en el valor de humedad relativa. El sensor asimismo posee un termómetro para cuantificar la humedad relativa según la temperatura. Muchos sensores requieren ingresar la presión atmosférica local, siendo este otro factor a tener en cuenta durante la medición.

La capacitancia a cierta humedad relativa C_{RH} depende de la permitividad relativa, la cual relaciona la constante dieléctrica variable ϵ_{rh} con la constante dieléctrica del vacío ϵ_o en unidades de faradios por metro (F/m) y puede ser calculada de la siguiente forma:

$$C_{RH} = \frac{\epsilon_{rh} * \epsilon_o * A}{d} \quad (2.52)$$

Donde A representa el área de los electrodos y d la distancia entre electrodos. En este caso la constante dieléctrica variable es dependiente del polímero sensible a la humedad.

Luego de presentar los diversos modelos matemáticos y alternativas experimentales para dar solución al problema sobre el cual se enfoca este estudio, en el siguiente capítulo se define el modelo matemático elegido para realizar la simulación CFD, la cual es descrita en el capítulo 4. Por otra parte, el planteamiento experimental es discutido en el capítulo 5.

3 Modelo matemático

En este capítulo se describe el modelo matemático usado para solucionar el problema planteado. Los modelos presentados obedecen al esquema general planteado en el cuadro 2-1 en la página 6.

De forma general, el fenómeno físico del secado por aspersión relaciona una fase discreta dispersa en una fase continua. Para describir este fenómeno se usa una formulación Euleriana-Lagrangiana. La formulación Euleriana describe el campo de velocidad, humedad y temperatura del aire, mientras que la formulación Lagrangiana describe la fase discreta (gotas) y su interacción con la fase continua. Esta formulación es elegida debido a la baja densidad de volumen de la fase discreta sobre la continua característica en el secado por aspersión. La formulación Euleriana se realiza mediante la discretización de las ecuaciones de gobierno en una malla. El intercambio de momentum, masa y energía entre las fases se realiza mediante un modelo de acople de fases. En este planteamiento el acople se realiza de forma bi-direccional. En el capítulo anterior fue discutido el efecto importante de la fase discreta sobre los campos de velocidad, humedad y temperatura, razón por la cual se selecciona este tipo de acople. El tipo de simulación (estable o transitoria) depende del término de acumulación $\rho \frac{\partial \phi}{\partial t}$ en cualquier ecuación de transporte. Si $\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = 0$, las ecuaciones están planteadas en estado estable. De esta forma, las ecuaciones de gobierno principales para cada una de las fases se presenta en el cuadro 3-1.

En las ecuaciones de la fase continua las fuentes/sumideros de momentum S_{M_x} y de energía térmica S_{h_e} dependen del transporte de momentum, masa y energía térmica en la fase discreta y el acople entre las fases para cualquier propiedad ϕ entre las fases discreta f_d y fase continua f_c mediante $-\frac{\partial \phi}{\partial t} f_c = \frac{\partial \phi}{\partial t} f_d$.

La turbulencia es modelada mediante el enfoque *RANS*. Los esfuerzos de Reynolds son promediados y la viscosidad turbulenta obtenida mediante la relación de Boussinesq. El modelo de turbulencia *RANS* usado es el $k - \epsilon$ RNG. En este modelo la viscosidad turbulenta es definida en términos de la energía cinética turbulenta k , la disipación turbulenta ϵ , la rotacionalidad Ω y se incluyen términos de creación de la disipación y destrucción turbulenta. Este modelo de turbulencia se elige debido a sus ventajas sobre el $k - \epsilon$ estándar en relación con la rotacionalidad del flujo y caracterización de la viscosidad turbulenta, sin incurrir en costos computacionales relacionados con modelos más complejos. Los términos matemáticos asociados al modelo $k - \epsilon$ RNG se presentan en el cuadro 3-2.

Cuadro 3-1: Ecuaciones generales de gobierno para las fases continua y discreta.

Modelo de flujo de aire (Fase continua)	
Transporte de momentum	$\frac{\rho \partial(U)}{\partial t} + \text{div}(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\}) = -\frac{\partial p}{\partial V} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) + S_{M_u}$ (2.5)
Continuidad	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \text{div}(\vec{U}\{x, y, z\}) = 0$ (2.3)
Transporte de energía térmica	$\frac{\rho \partial(H_e)}{\partial t} + \rho \text{div}(H_e \cdot \vec{U}\{x, y, z\}) = \text{div}(k \text{grad}(T)) + S_{H_e}$ (2.6)
Gotas atomizadas (Fase discreta)	
Transporte de momentum	$\frac{\rho \partial(u)}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) + S_{M_x}$ (2.27)
Cambio de masa	$m_d(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_d m_{m,i} \Delta t$ (2.42)
Balance de masa y energía	$m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t} = h_d A_d (T_\infty - T_d) \Delta t + \frac{\partial m_d}{\partial t} h_{fg}$ (2.37)

Cuadro 3-2: Modelo de turbulencia $k - \epsilon$ RNG

Modelo de turbulencia $k - \epsilon$ RNG.	
Viscosidad turbulenta	$\mu_t = \mu_{t0} f(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\epsilon})$ (2.12)
μ_t	
Transporte de k	$\frac{\rho \partial(k)}{\partial t} + \rho \text{div}(k \vec{U}) = \text{div}[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k] + 2\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij} - \rho \epsilon$ (2.9)
Transporte de ϵ	$\frac{\rho \partial(\epsilon)}{\partial t} + \rho \text{div}(\epsilon \vec{U}) = \text{div}[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad} \epsilon] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon$ (2.13)
Creación o destrucción de disipación turbulenta	$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta (1 - \eta / \eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k}$ (2.14)
R_ϵ	
Término adicional para transporte turbulento en ecuaciones de gobierno	$\left[-\frac{\rho \partial(\overline{w' \phi'})}{\partial x} - \frac{\rho \partial(\overline{v' \phi'})}{\partial y} \frac{\rho \partial(\overline{w' \phi'})}{\partial z} \right]$

La incorporación de las gotas es realizada mediante un modelo de inyección. Las condiciones iniciales de las gotas como temperatura, densidad y viscosidad son establecidas como constantes. La velocidad de salida de las gotas del atomizador es estimada según la velocidad tangencial en el punto de separación. El tamaño es calculado mediante una función de probabilidad de distribución de tipo *Rosin-Rammler*. La distribución *Rosin-Rammler* está bien documentada en problemas de atomización y verificada en diversos casos con datos experimentales. Para esta distribución el diámetro más probable \bar{d} es obtenido a partir del diámetro Sauter d_{32} . Si las fuerzas de presión producto del arrastre superan la tensión superficial de la gota, esta puede dividirse en otras gotas más pequeñas. El criterio de rompimiento de la gota

en gotas más pequeñas se realiza por la relación de Reitz-Diwakar. Aunque en los antecedentes es usado regularmente un modelo de segunda atomización basado en la analogía de Taylor, debido a la elevada velocidad de giro del atomizador rotativo en este caso se incrementa la velocidad de salida de las gotas y como consecuencia su número de Weber.

El número de Weber esta definido por $We = \frac{\rho V_d^2 D_d}{\sigma}$ donde V_d^2 representa la velocidad de salida de las gotas, D_d el diámetro de las gotas, y σ la tensión superficial del líquido atomizado. Para un diámetro de gotas más probable \bar{d} en este caso el número de Weber $We = 5$, y para las gotas de mayor tamaño $We = 14,5$.

La síntesis de submodelos para la inyección de las gotas, la velocidad de salida, la función de probabilidad de distribución de tamaño *PDF*, los tamaños de gota, y los tiempos de rompimiento para la segunda atomización se presentan en el cuadro 3-3.

Cuadro 3-3: Modelo de inyección

Modelo de inyección

Velocidad de salida de las gotas	$U_{droplet} = 2\pi r_{disk} \times (N_{disk}/60)$
	(2.24)
PDF Rosin-Rammler	$1 - Y = \exp \left[-\left(\frac{D_{ref}}{d}\right)^n \right] \quad (2.21)$
\bar{d} - Diámetro más probable	$\bar{d} = 1,2726 d_{32} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^n \quad (2.23)$
d_{32} - Sauter	$d_{32} = \frac{1,4 \times 10^4 \dot{m}^{0,24}}{(N_{disk} d_{disk})^{0,83} (n_{disk} h_{disk})^{0,12}} \quad (2.22)$
Tiempo de rompimiento de la gota <i>Reitz-Diwakar</i>	$\tau = 0,82 B_1 \sqrt{\frac{\rho a^3}{\sigma}} \quad (2.25)$

Una vez incorporadas a la fase discreta, las gotas intercambian momentum, masa y energía con la fase continua. El intercambio de momentum representa una fuente / sumidero en la ecuación general de transporte para la fase continua y en este caso esta determinado por la sumatoria de fuerzas sobre la gota. El transporte e intercambio de momentum en la fase discreta se presenta en el cuadro 3-4.

El transporte de masa y de energía se analizan de forma paralela. La ecuación de gobierno del transporte de energía incluye un término de transporte de masa, así el cambio en la masa de la gota genera un transporte de energía desde o hacia la fase continua. La acumulación de energía en la gota esta determinada por el flujo de calor desde la fase continua y la evaporación de la gota. El flujo de calor desde la fase continua esta determinado por el coeficiente de convección forzada h el cual es determinado mediante el número de Nusselt calculado por la correlación de Ranz-Marshall. Este valor es ajustado mediante la corrección de Bird. La corrección de Bird tiene en cuenta el efecto del desplazamiento de la capa de vapor que rodea la gota y es usada en los modelos de Renszizbulut-Yuen y Abramzon-Sirignano presentados en el cuadro 2-7 en la página 25 del planteamiento del problema - Capítulo 1. El transporte de masa y evaporación de la gota se determina por el flujo molar de vapor N_i el cual depende de la diferencia de concentraciones entre la superficie $C_{i,sd}$ de la gota y el medio $C_{i,g}$. Estas

Cuadro 3-4: Transporte de momentum en fase discreta.

Transporte / Intercambio de momentum en la fase discreta	
Ecuación de gobierno	$\frac{\rho \partial(U)}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial S} + \text{div}(\mu \text{grad}(U)) + S_M$ (2.27)
Fuerzas de cuerpo y superficie	$\sum Fb_d + \sum Fb_s$
$\sum Fb_d$	$\frac{Fg_x(\rho_d - \rho_g)}{\rho_d}$
$\sum Fb_s \rightarrow \text{div}(\mu \text{grad}(u))$	$\text{div}(\mu \text{grad}(u)) = 0 \rightarrow \text{Gota esférica no deformable}$
$\sum Fb_s \rightarrow -\frac{\partial p}{\partial S} \rightarrow F_D$	$F_D = \frac{1}{2} \rho_g (u_g - u_d)^2 A_{ref,d} C_{D,d}$ (2.31)
Fuerza de arrastre $C_{D,d}$ Liu et al. [44]	$\begin{aligned} Re \leq 1000 &\rightarrow C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3}\right) \\ Re > 1000 &\rightarrow C_D = 0,424 \\ &\text{En tabla (2-4)} \end{aligned}$

concentraciones son obtenidas según las presiones parciales de vapor entre la superficie de la gota y la fase continua.

El balance de masa y energía, incluyendo el intercambio entre las fases continua y discreta se presenta en el cuadro 3-5.

Cuadro 3-5: Transporte de momentum en fase discreta.

Balance de masa y energía	
Balance de masa y energía	$m_d C \frac{\partial T_d}{\partial t} = h_d A_d (T_\infty - T_d) \Delta t + \frac{\partial m_d}{\partial t} h_{fg}$ (2.37)
Correlación de Ranz-Marshall (h, h_c) [58]	$Nu = 2,0 + 0,6 Re_d^{1/2} Pr_\infty^{1/3}$ (2.39)
Corrección de Bird para Nu	$Nu = Nu_0 \left(\frac{\beta}{e^\beta - 1} \right)$
Cambio de masa	$m_d(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_d m_{m,i} \Delta t$ (2.42)
Flujo molar de vapor N_i	$N_i = h_c (C_{i,sd} - C_{i,g})$ (2.43)
Entalpía de vaporización y presiones parciales	Tablas termo-químicas NIST-JANAF

La solución de las ecuaciones de gobierno principales y los sub-modelos presentados permiten obtener una solución matemática de los campos de velocidad, humedad y temperatura del aire. Sin embargo la solución del sistema de ecuaciones diferenciales parciales acopladas no es posible obtenerla directamente. La solución de dicho sistema se realiza mediante la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD), la cual se presenta en el siguiente capítulo.

4 Simulación CFD del campo de velocidad, humedad y temperatura

La simulación CFD del campo de velocidad, humedad y temperatura del aire durante el secado por aspersión se realiza mediante la solución de sistemas de ecuaciones diferenciales parciales que contienen los modelos y submodelos expuestos en el capítulo 2. En este capítulo se plantean los modelos y submodelos seleccionados, el método de solución, las herramientas de solución y los resultados.

4.1. Herramientas y métodos

4.1.1. Herramientas de solución

Para generar una solución numérica al problema se utiliza el software OpenFOAM V2.3 (Operación y manipulación de campos de código abierto). OpenFOAM es una librería de funciones escrita en C++ que permite realizar las etapas de pre-proceso, proceso y post-proceso de problemas de dinámica de fluidos computacional. Aunque OpenFOAM tiene incorporadas librerías para modelar la atomización de la fase discreta requerida en un marco de referencia Lagrangiano, en la revisión bibliográfica realizada no se identificaron casos en los cuales halla sido reportada la utilización de OpenFOAM para simulaciones de secado por aspersión. De hecho todas las simulaciones CFD de secado por aspersión referidas en este estudio han usado software comercial como Ansys Fluent (en sus diferentes versiones 6.0 hasta 14.0), CFX y Flow3D.

En comparación a software comercial, OpenFOAM posee diversas fortalezas y ventajas las cuales se establecen a continuación:

- El código es abierto. Es posible acceder a todas las librerías para interpretar las órdenes ejecutadas por el código y las ecuaciones diferenciales planteadas y solucionadas.
- El código puede ser ajustado y recompilado. La personalización puede ser total.
- Aunque la falta de documentación e interfaz puede verse como un aspecto negativo debido a que se presenta una curva de aprendizaje más lenta, estas falencias obligan al usuario a comprender en un mayor grado de profundidad el funcionamiento y esquema de trabajo del modelo CFD y los sub-modelos asociados.
- OpenFOAM no tiene restricciones en cuanto a computación en paralelo y núcleos. Problemas de secado con aspersión requieren regularmente de soluciones con acople lagrangiano-euleriano, lo cual requiere de un mayor poder de procesamiento, el cual

puede verse limitado por el número de procesadores (nodos) en licencias comerciales y educativas.

- OpenFOAM incorpora de forma directa compatibilidad con el software de código abierto Paraview, el cual permite la realización del post-proceso de los datos en forma de matrices, tablas, gráficas, imágenes y animaciones, en una gran cantidad de formatos.

De la misma forma, y en comparación a software comercial, OpenFOAM presenta algunas debilidades y limitaciones, entre las cuales se tienen las siguientes:

- OpenFOAM no posee un manual / guía de usuario completa. Gran parte del manual es el código fuente en C++ y foros de internet. Lo anterior hace su curva de aprendizaje lenta.
- La herramienta básica de generación de malla “*blockMesh*” permite generar solo mallas estructuradas. Lo anterior es una limitación para concentrar un mayor número de elementos en zonas de interés y permitir transiciones más suaves de la misma. El uso de funciones para mallas más complejas como *snappyHexMesh* es posible, a costa de un mayor tiempo de aprendizaje.
- El solucionador usado para el acople euleriano-lagrangiano *SprayFOAM* es transitorio. Aunque OpenFOAM ofrece capacidad de simular en estado estable con marco de referencia lagrangiano desde la versión 2.0 en algunos solucionadores multifase como *LTSinterFoam*, dicha opción no pudo ser configurada para *SprayFOAM*. Esto presenta un mayor tiempo requerido para la solución numérica.
- Considerablemente menos referencias en artículos que Ansys-Fluent y otros software similares. Algunos de sus módulos, específicamente los lagrangianos, presentan poca evidencia de uso en la comunidad académica e industria.

4.1.2. Métodos

Métodos de solución CFD

Para representar y evaluar en forma algebraica los sistemas acoplados de ecuaciones diferenciales parciales se utiliza el método de volúmenes finitos. En OpenFOAM la estructura general para una solución por el método de volúmenes finitos se maneja mediante casos de solución. Cada caso de solución es procesado por un solucionador. El solucionador contiene las ecuaciones diferenciales a solucionar y lee cada uno de los archivos del caso para discretizar y solucionar el problema. En este trabajo son usados dos solucionadores de OpenFOAM: SimpleFOAM para solucionar el flujo de aire en el interior de la cámara de secado exclusivamente desde el transporte del momentum de la fase continua, y SprayFOAM para solucionar el flujo de aire, el campo de humedad y temperatura, con inyección de fase lagrangiana en forma de gotas. La razón por la cual se usan dos solucionadores para dos casos diferentes se debe a limitaciones experimentales de medición de la velocidad durante la atomización y es explicada en la descripción del problema y el diseño experimental. El esquema general del caso para ambos solucionadores de OpenFOAM se presenta en la figura 4-1.

La carpeta “0” posee las condiciones iniciales y de frontera de las propiedades incorporadas en las ecuaciones de gobierno. Los valores iniciales y de frontera son descritas en el diseño de la simulación. La carpeta “*constant*” representa aspectos constantes en la simulación como

las propiedades de la grilla, las propiedades del modelo de turbulencia, y para el solucionador SprayFOAM, las propiedades termodinámicas y de la fase lagrangiana inyectada. Básicamente para la solución del caso, la carpeta “0” y la carpeta “constant” corresponden a la etapa de preproceso de la solución CFD.

La carpeta “system” define los métodos y forma en la cual se realiza el proceso de la solución CFD. La definición de los métodos para el control de solución (*controlDict*), esquemas algebraicos para la solución (*fvSchemes*) y configuración de la solución (*fvSolution*) se presenta a continuación:

- Control de la simulación: Carpeta “controlDict”. Es definido como estado estable para el solucionador “SimpleFOAM” y en estado transitorio para la atomización de elementos discretos con el solucionador SprayFOAM. El tiempo transitorio por iteración Δt es calculado automáticamente según el número de Courant y es establecido como $Comax = 0,5$. El solucionador SprayFOAM ajusta automáticamente Δt para cada iteración según el número de Courant. Los nuevos valores de las propiedades de las ecuaciones de gobierno son obtenidos implícitamente.
- Esquemas algebraicos para solución: Carpeta “fvSchemes”. En OpenFOAM los esquemas de discretización se seleccionan de forma independiente para cada uno de los términos del gradiente $grad(\phi)$ y la divergencia $div(\alpha, \phi)$. Los términos divergentes $div(\alpha, \phi)$, incluyendo el transporte convectivo del momentum, son discretizados en su mayoría con esquemas de interpolación *upwind* de primer orden. Los términos del gradiente $grad(\phi)$ son interpolados por diferencias centrales. En el diseño de la simulación es discutido el efecto del uso de un esquema de interpolación *upwind* de segundo orden para el transporte convectivo del momentum.
- Configuración para la solución: Carpeta “fvSolution”. Para la solución del flujo de aire y solo fase continua (SimpleFOAM) el acople velocidad-presión se realiza mediante el algoritmo SIMPLE. Para la solución completa del campo de velocidad, humedad y temperatura, con la inyección de elementos lagrangianos, el acople velocidad-presión se realiza mediante el algoritmo PISO. Para el algoritmo SIMPLE y la simulación en estado estable se define un factor de relajación por iteración para controlar la convergencia de las variables objeto de solución. Tanto para la simulación estable y transitoria, los sistemas matriciales lineales obtenidos de la interpolación de la grilla son solucionados por medio de los solucionadores por defecto de OpenFOAM. Para la presión “*p*” es usado el solucionador *GAMG*, que funciona por medio de aglomeración algebraica multigrilla. Para la velocidad, energía cinética turbulenta y disipación turbulenta es usado el solucionador *smoothSolver* y para la densidad, en la simulación transitoria, es usado el solucionador *PCG*, que aplica el método del gradiente conjugado preconditionado.

Selección del solucionador de OpenFOAM

Debido a que OpenFOAM posee una amplia gama de solucionadores, cada uno para casos específicos, es necesario ingresar a los archivos de C++ de los solucionadores, interpretar las ecuaciones de gobierno planteadas para el mismo, y determinar cual de ellos satisface el modelo matemático planteado en el capítulo anterior. La figura 4-1 en la página 41 se presentan los esquemas generales de los solucionadores “SimpleFOAM” y “SprayFOAM”. El desglose e interpretación de las ecuaciones de gobierno encontradas en el código fuente del

solucionador “SprayFOAM”. se presentan en el cuadro 4-1.

4.2. Diseño de la simulación

Casos de análisis

La simulación numérica de los campos de velocidad, humedad y temperatura del aire durante la evaporación de agua en el proceso de secado por aspersión se diseña para ser comparada con las mediciones experimentales descritas en el capítulo 4 de este trabajo. La simulación numérica comprende dos casos generales. Cada uno de los casos generales posee un caso base, el cual corresponde también con las condiciones de un experimento base descrito en el capítulo 4. Sobre los casos base se realizan ajustes en las variables de control.

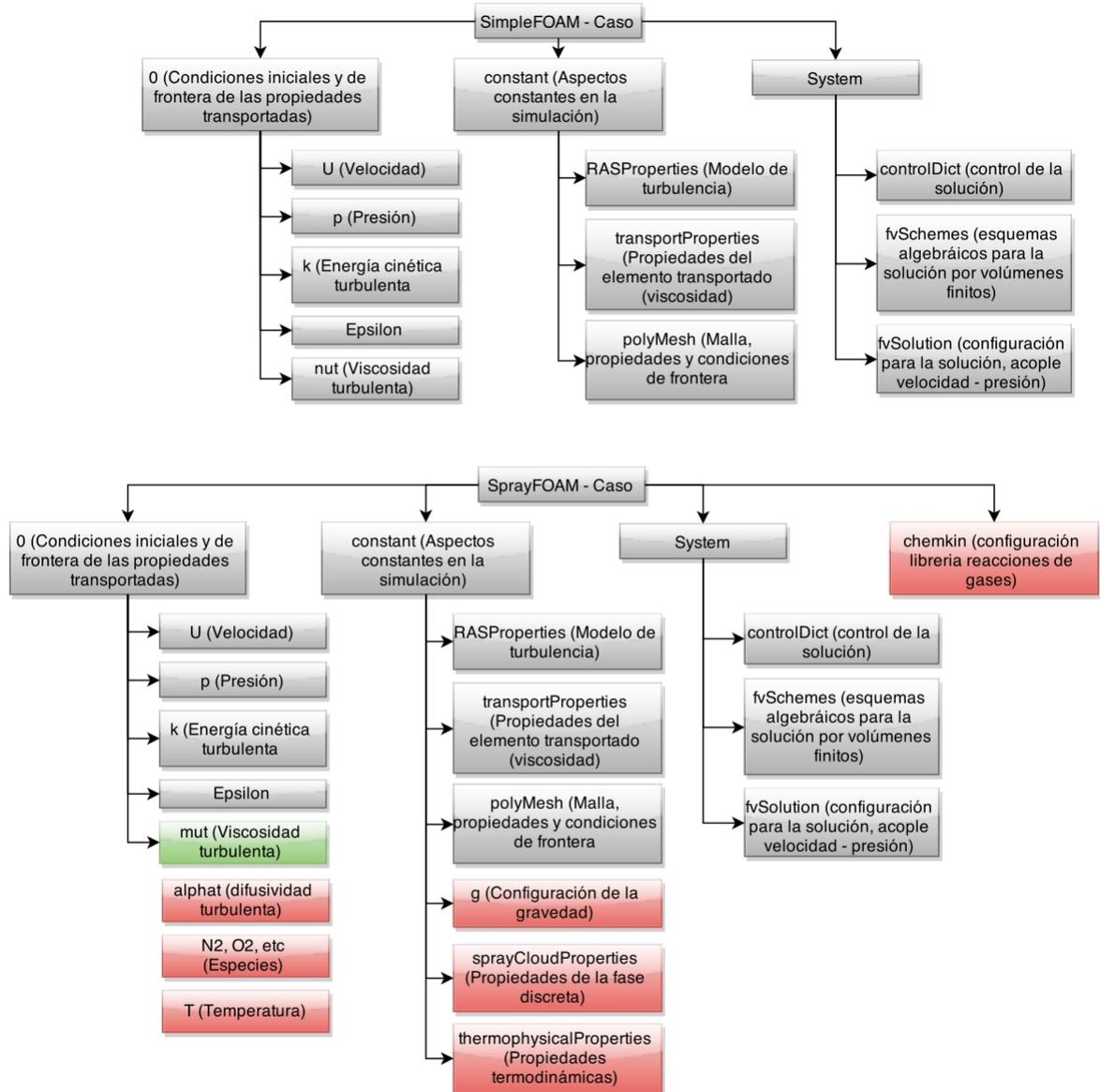
El primero de los casos se enfoca en la descripción del campo de velocidad sin atomización de líquido y a temperatura ambiente, lo cual concuerda con las mediciones experimentales del campo de velocidad descritas en el capítulo 4. Dichas mediciones están limitadas en términos de temperatura y presencia de gotas en el ambiente debido al uso de sensores de hilo caliente como elementos de recolección de información. En este caso se prueba el modelo en diferentes flujos máxicos $\dot{m}_{air_{in}}$.

El segundo de los casos contempla la temperatura de ingreso y la fase discreta (atomización de líquido), donde su configuración concuerda con la configuración de las mediciones experimentales del campo de humedad y temperatura descritas igualmente en el capítulo 5, las cuales sí se llevaron a cabo en situaciones operativas. El segundo caso es probado con diferentes temperaturas de ingreso del aire $T_{air_{in}}$, diferentes flujos máxicos de aire $\dot{m}_{air_{in}}$ y diferentes flujos máxicos de líquido de atomización $\dot{m}_{liq_{in}}$. La descripción general de los casos de simulación es presentada en el cuadro 4-2 y de forma gráfica en la figura 4-2.

Descripción de puntos de medición

Con el objetivo de una posterior comparación de los resultados del presente capítulo con la fase experimental, algunas de las gráficas descritas utilizan una nomenclatura usada en las mediciones experimentales para describir posiciones fijas al interior de la cámara de secado por aspersión. Un resumen de estas posiciones es presentado en la figura 4-4. Como primer aspecto, la geometría axi-simétrica en OpenFOAM debe girarse para que su eje de simetría (eje vertical en el secador original) repose sobre el eje “x”. Estas posiciones axiales son llamadas en este trabajo “líneas”, las cuales son perpendiculares al eje de simetría. Las líneas contienen diferentes posiciones radiales que son identificadas como la distancia “y”. Mediante la descripción de líneas (posiciones axiales) y distancias radiales “y” puede describirse cualquier punto de la geometría axi-simétrica. Las líneas $x=0.1$ m hasta $x=0.9$ m poseen nombres de letras que identifican posiciones de medición experimental. Estas posiciones se presentan en detalle en la figura 5-4 del capítulo 5.

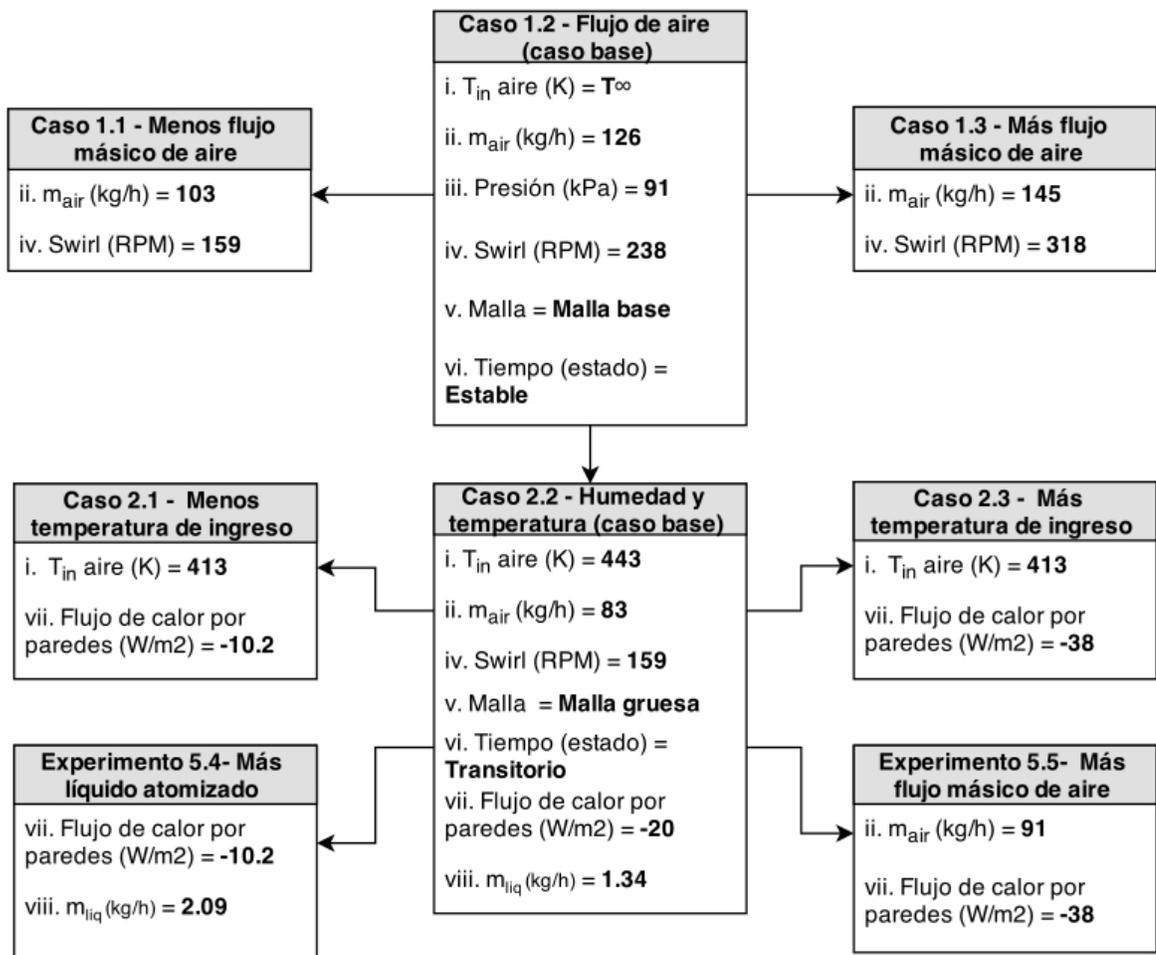
Figura 4-1: Esquema general del caso para los solucionadores SimpleFOAM y SprayFOAM. Solo se presentan las opciones principales del solucionador. SprayFOAM posee otras configuraciones por ejemplo para la combustión, reacciones químicas y radiación, pero no son utilizadas en este trabajo.



Cuadro 4-1: Ecuaciones de gobierno para el solucionador de OpenFOAM “SprayFOAM” usado en las simulaciones con acople euleriano-langrangiano. Los términos se colocan en la nomenclatura de OpenFOAM y se obtienen directamente de los archivos de C++ del solucionador “SprayFOAM”.

Continuidad					
Acumulación de masa	Masa que ingresa / sale del vol. de control. Fase continua	Fuente / sumidero de masa por atomización / evaporación de parcelas	Otras fuentes / sumideros		
$fvm :: ddt(rho) +$	$fv :: div(phi) =$	$parcels.Srho(rho) +$	$fvOptions(rho)$		
Transporte de momentum					
Acumulación de momentum (solo para simulación con atomización de gotas)	Transporte de momentum por convección. Aplicación del método de volúmenes finitos	Transporte de momentum por difusión con corrección de la viscosidad por turbulencia.	Transporte por flotabilidad	Intercambio de momentum con parcelas (fase discreta)	Fuentes / Sumideros de momentum
$fvm :: ddt(rho, U) +$	$fvm :: div(phi, U) +$	$turbulence -> divDevRhoRef(U) =$	$rho.dimensionsed InternalField()* g +$	$parcels.SU(U) +$	$fvOptions(rho, U))$
Transporte energía térmica					
Acumulación de energía (solo para simulación con gotas)	Transporte de energía por convección (entalpía). Incluye condicional para energía interna o entalpía	Transporte de energía por difusión. Corrección viscosidad turbulenta	Intercambio de energía con parcelas	Fuentes / Sumideros de energía (combustión y radiación = 0)	
$fvm :: ddt(rho, he) +$	$mvConnection -> fvmDiv(phi, he)$	$fvm :: laplacian(turb -> alphaEff(), he)$	$parcels.Sh(he)$	$radiation -> Sh(thermo) + combustion -> Sh() +$	$fvOptions(rho, he)$

Figura 4-2: Resumen de los casos de simulación del campo de velocidad del aire (caso 1) y campo de velocidad, humedad y temperatura del aire con atomización de líquido (caso2).



Cuadro 4-2: Descripción detallada de los casos de simulación capítulo 4.

Casos de simulación - Simulación CFD del campo de humedad, velocidad y temperatura								
Caso 1. Campo de velocidad sin inyección de agua								
Caso	$Inlet_{air}$ kg/h	$Inlet_{liq}$ kg/h	P_{∞} kPa	\dot{q} W/m^2	$T_{air_{in}}$ (K)	Modelo turb.	Swirl rpm	Tiempo y malla
1.1	103	-	91	0	-	$k - \epsilon$ RNG	159	Estable / Base
1.2 (Base)	126	-					238	
1.3	145	-					318	
Caso 2. Campo de velocidad, humedad y temperatura del aire con inyección de agua.								
2.1	83	1.34	91	-10.26	413	$k - \epsilon$ RNG	159	Transitorio / Gruesa
2.2 (Base)				-20	443			
2.3				-38	473			
2.4				-10.26	443			
2.5	91	1.34		-38				

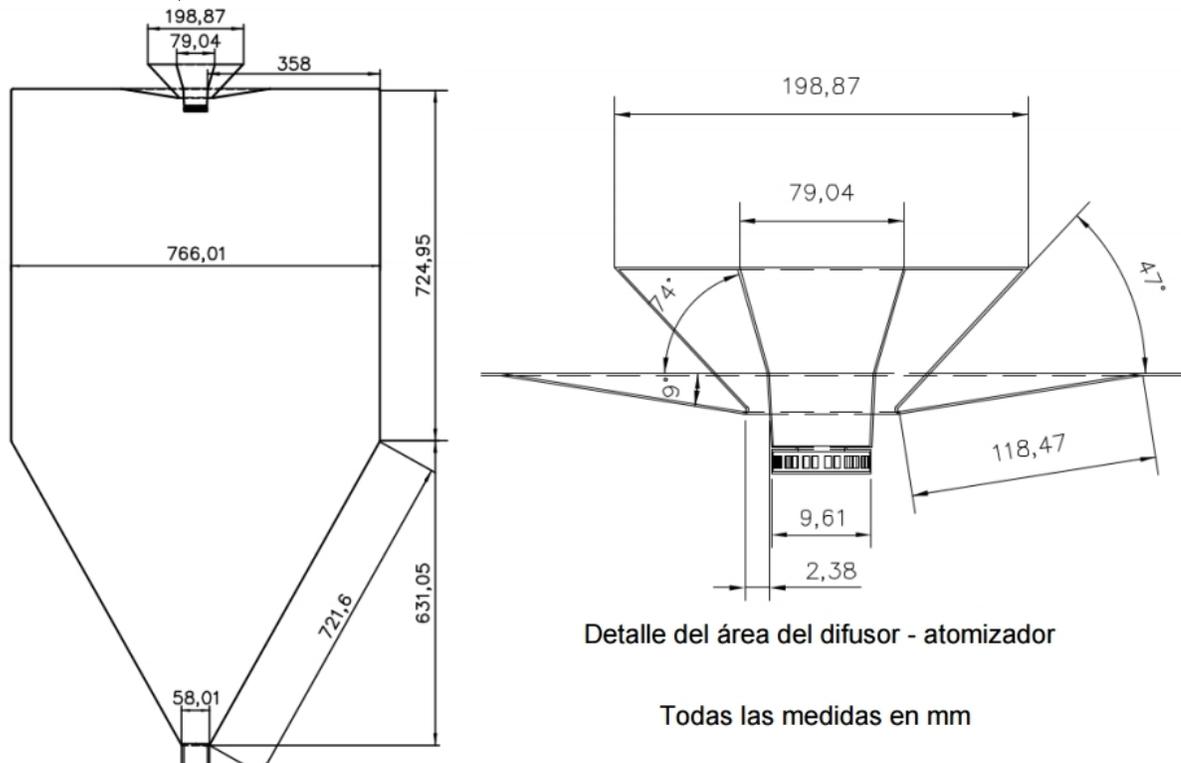
Geometría e independencia de grilla

Las dimensiones de la cámara de secado se presentan en la figura 4-3. Sobre esta geometría se construye una grilla axi-simétrica 2D. En openFOAM fue usada la función *makeAxialMesh* para generar una cuña con un ángulo de 5°. La grilla construida es estructurada y presenta una mayor cantidad de elementos en áreas cercanas al atomizador y de la zona superior del chorro. Se utiliza la función de OpenFOAM *blockMesh* para generar los vértices, bloques, concentración, paso de elementos y zonas. Debido a que *blockMesh* no posee interfaz gráfica, fue usado el software libre DraftSight para dibujar la geometría y leer las posiciones de los vértices. La independencia de la grilla fue probada inicialmente para un esquema de interpolación *upwind* de primer orden para las variables transportadas convectivamente y tres tipos de malla: gruesa con 3976 elementos, base con 12672 elementos y fina con 27102 elementos, con un flujo másico de 126 kg/h de aire de entrada $m_{air_{in}}$.

Bajo las condiciones mencionadas no se encontró una completa independencia de grilla, especialmente en la zona de mayores velocidades del aire localizada en la corriente central. Al incrementar el número de elementos de malla se presentan variaciones significativas en la velocidad máxima de la corriente central, sin tendencia a la estabilización. La explicación de este comportamiento puede estar relacionada con una zona con elevados gradientes de velocidad entre la corriente central y la periferia. Debido a que dichos gradientes no son lineales y tienen valores elevados, una interpolación de primer orden podría no resultar suficiente para describir el fenómeno.

Para comparar el efecto del método de interpolación en la independencia de la grilla se corrió

Figura 4-3: Dimensiones generales de la planta (izq) y detalle de la zona del difusor / atomizador. Todas las medidas en *mm*.

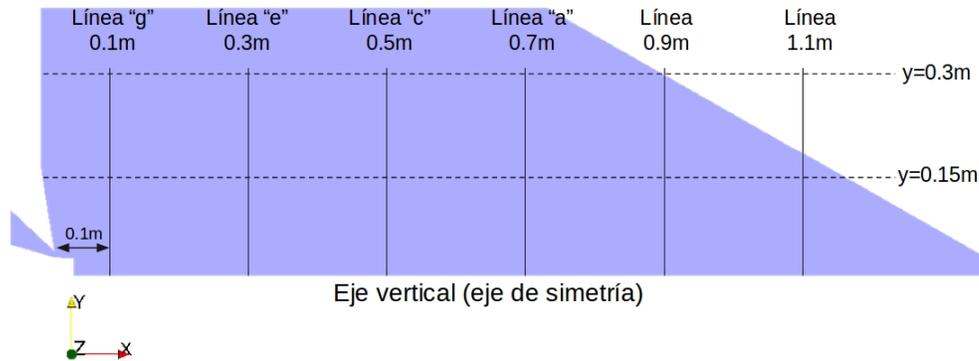


un caso de prueba con una modificación en el método de interpolación para la convección de momentum $div(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$, usando un esquema *upwind* de segundo orden con un ajuste por mínimos cuadrados y el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ RNG. En la prueba se compara el efecto de la malla y el método de interpolación sobre el campo de velocidades axiales U_x al interior de la cámara de secado; los resultados se presentan en las figuras 4-6 y 4-7.

Para ambos casos, se encuentra que las diferencias en el campo de velocidad se presentan principalmente en la región del chorro central y posiciones radiales $0 < y < 0,04 m$. Para el modelo de interpolación de segundo orden las diferencias porcentuales para cada tipo de malla son menores. Otro efecto encontrado relacionado con la interpolación es el patrón de flujo de aire. Mientras que para el método de interpolación de primer orden se encuentra una zona de recirculación definida, para el método de interpolación de segundo orden se obtiene una nueva zona de recirculación en posiciones axiales bajas $x < 0,2 m$. Esta zona no concuerda con las observaciones de Southwell y Langrish [66] ni con los resultados de Huang et al. [30] y de Kieviet y Kerkhof [36], razón por la cual se opta por usar un esquema de interpolación de primer orden tipo *upwind* para la convección del momentum.

Respecto al tamaño de la grilla para la realización de los casos se decide usar la malla “base” para las simulación del flujo de aire (caso 1) , y una malla tipo “gruesa” para las simulaciones transitorias con atomización de elementos lagrangianos (caso 2). La razón por la cual se eligió una malla con menor número de elementos para la simulación del caso “2” esta relacionada

Figura 4-4: Descripción general de posiciones en geometría axi-simétrica usada en el presente capítulo.



con el tiempo computacional de solución transitorio, al requerir valores de Δt más pequeños para mantener el número de Courant en una grilla más fina, con una muy elevada velocidad de atomización inicial de las gotas (68 m/s).

Modelo de turbulencia

El modelo $k - \epsilon$ RNG es usado para modelar el transporte de energía cinética turbulenta y disipación al interior de la cámara de secado por aspersión. Este modelo de turbulencia es una versión mejorada del modelo $k - \epsilon$ estándar, el cual incluye un manejo mejorado para los flujos rotacionales. Asimismo, según la teoría, este modelo debería responder más rápido a las variaciones en la dirección del flujo que se presentan a la salida del chorro central. Las constantes usadas son las predeterminadas para el modelo: $C_\mu = 0,0845$, $C_1 = 1,42$, $C_2 = 1,68$, $C_3 = -0,33$, $\sigma_k = \sigma_\epsilon = 0,71942$, $\eta_0 = 4,38$, $\beta = 0,012$.

Condiciones iniciales y de frontera

- Condiciones iniciales:
 - Para el caso 1, campo de velocidad interno usado como referencia $U_{t=0}\{u, v, z\}$ es asumido como un campo de flujo potencial y usado como valor de referencia para la convergencia del algoritmo de solución.
 - Para el caso 2 la simulación se realiza en estado transitorio. No se utiliza un campo inicial de velocidades obtenido del caso 1 debido a que los flujos másicos usados no son iguales, razón por la cual $U_{t=0}\{u, v, z\} = 0$.
 - Respecto a la temperatura, el caso 1 no tiene transporte de energía térmica, razón por la cual no existe condición inicial de temperatura. Para el caso 2, la temperatura interna inicial $T_{t=0}$ se ajusta a un valor aproximado al esperado, según los datos obtenidos del balance de masa y energía descrito en el capítulo experimental. Para los casos 2.1 y 2.4 $T_{t=0} = 353 \text{ K}$, para el caso 2.2 $T_{t=0} = 373 \text{ K}$ y para los casos 2.3 y 2.5 $T_{t=0} = 385 \text{ K}$.
- Ingreso de aire: El ingreso de aire se define en términos de un flujo másico (kg/h) constante durante la simulación. El flujo másico de ingreso varía para cada experimento. En

Figura 4-5: Sup: Vista general de la malla axi-simétrica. Centro: Condiciones de frontera. Inferior izq: Detalle de la malla para las simulaciones con acople fase continua / discreta (3976 elementos). Inferior der: Detalle de la malla para simulaciones con solo fase continua (12672 elementos).

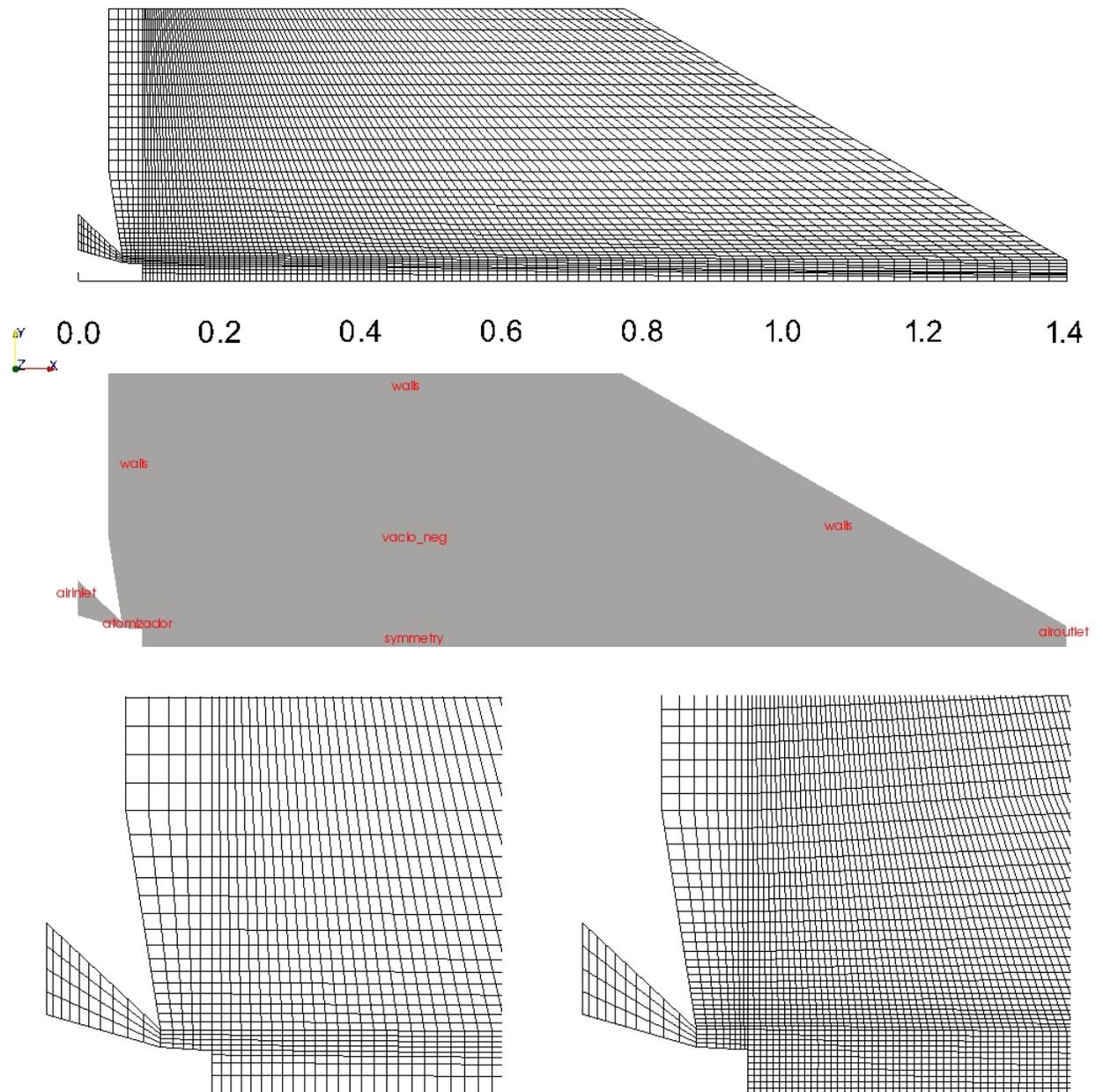
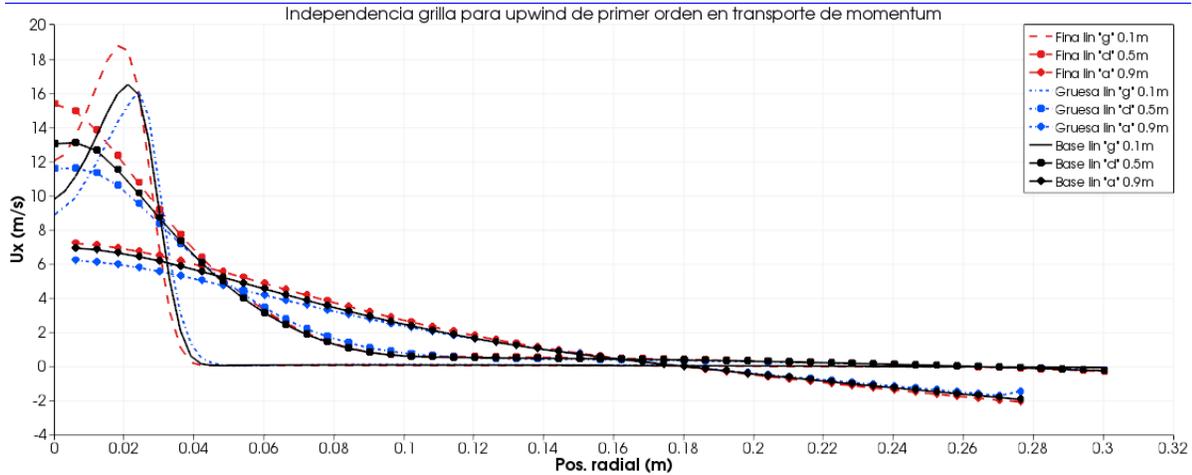


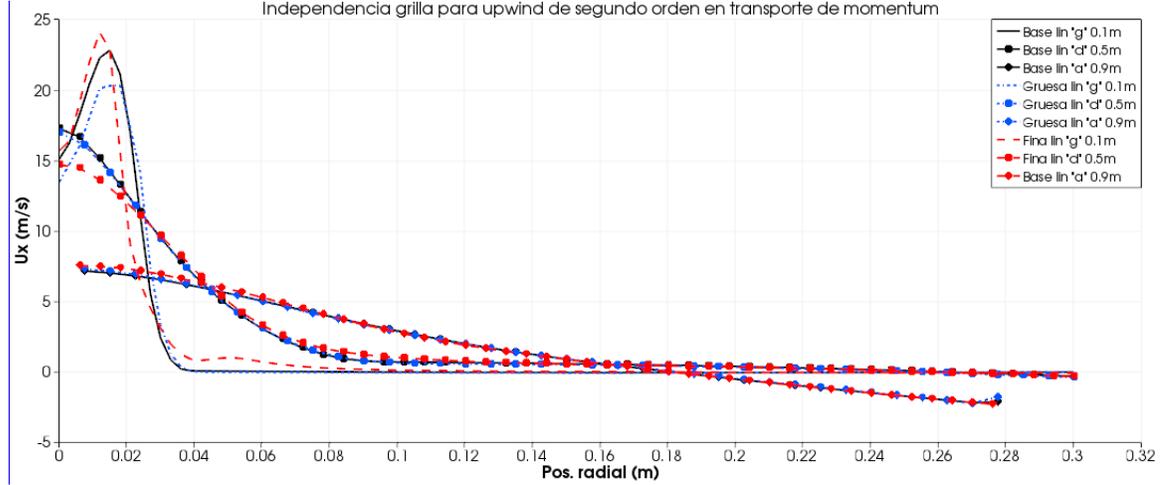
Figura 4-6: Efecto de la grilla en el campo de velocidades axiales U_x para el caso 1.2, usando el esquema de interpolación *upwind* de primer orden para $\text{div}(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$. # Elementos en grilla “gruesa” = 3976, “base” = 12672, “fina” = 27102.



OpenFOAM es posible establecer una condición de rotacionalidad, la cual se establece en revoluciones por minuto (RPM). Para los experimentos de solo flujo de aire (caso 1) la densidad del aire se asume constante con un valor $\rho_{air} = 1,1 \text{ kg/m}^3$. Para el caso 2, el flujo es compresible, y la densidad depende de la temperatura y la presión. En este caso los valores de $T_{air_{in}}$ son 413 K para el caso 2.1, 443 K para los casos 2.2 y 2.4 y 2.5, y 473 K para el caso 2.3, valores correspondientes a los usados en el plan experimental. En experimentos con atomización de líquido, la humedad relativa del aire en el ingreso se define mediante la humedad específica (kg/kg) según las lecturas experimentales, y se asume en todos los casos como 0.0135 kg/kg . La energía cinética turbulenta al ingreso se ajusta según una intensidad de la turbulencia de 1.5% , la cual fue obtenida de mediciones experimentales, y se describe en el siguiente capítulo.

- Condiciones de salida: Las condiciones de salida se definen mediante un diferencial de presión. La presión de salida es determinada según mediciones experimentales y es establecida en 0.36 psi . Debido a que la presión de salida es inferior a la de entrada se asume que el aire es succionado al interior de la cámara de secado por aspersión.
- Condiciones de pared: Respecto a la velocidad en las paredes, se asigna una condición de no deslizamiento $U_x = U_y = U_z = 0$. Para las simulaciones con inyección de líquido se asume que las parcelas que colisionen con las paredes quedan adheridas a ellas. Respecto a la transferencia de calor con el exterior, se asigna una condición de flujo de calor \dot{q} (kW/m^2), calculada según la diferencia entre la temperatura de las paredes y el medio, medidas experimentalmente. Para los casos 2.1 y 2.4 $\dot{q} = -10,2 \text{ W/m}^2$, para el caso 2.2 $\dot{q} = -20 \text{ W/m}^2$ y para los casos 2.3 y 2.5, $\dot{q} = -38 \text{ W/m}^2$. El cálculo de estos valores se describe en detalle en el siguiente capítulo (capítulo experimental).
- Inyección: La inyección de la fase discreta se realiza mediante un atomizador rotativo. Debido a que OpenFOAM no tiene configurado un modelo para dicho atomizador,

Figura 4-7: Efecto de la grilla en el campo de velocidades axiales U_x para el caso 1.2, usando el esquema de interpolación *upwind* de segundo orden para $div(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$ # Elementos en grilla “gruesa” = 3976, “base” = 12672, “fina” = 27102.



es usada una inyección en cara (*injectionPatch*). En esta condición cada parcela tiene un punto de inyección aleatorio dentro de la cara definida para el inyector. La cara definida para el inyector tiene la altura del disco atomizador y un paso de 5 grados, correspondiente a la cuña del modelo axi-simétrico. La velocidad de salida de las gotas del atomizador es calculada usando la ecuación (2.24), donde se obtiene una velocidad absoluta de 68 m/s . Se utiliza una función de probabilidad de distribución de tamaño *Rosin-Rammer* para determinar los tamaños de gotas inyectados. La distribución se calcula con un valor de diámetro Sauter d_{32} de $58,65\ \mu\text{m}$ obtenido de la ecuación (2.22), un diámetro más probable \bar{d} de $68,18\ \mu\text{m}$ según la ecuación (2.23), un diámetro mínimo de $10\ \mu\text{m}$ y máximo de $200\ \mu\text{m}$, con un parámetro de separación $n = 3$.

Las gotas inyectadas son agrupadas en parcelas. Una parcela está definida como un grupo de gotas con condiciones geométricas similares. Para el grupo de casos #2, con atomización de líquido, son inyectadas 50.000 parcelas por segundo. Para simplificar los cálculos, las parcelas son asumidas sin resistencia térmica interna y así $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$. Respecto al número de parcelas inyectadas, se observó que un mayor número de parcelas ralentiza considerablemente las simulaciones, mientras que un menor número genera una atomización discontinua de masa dado que en algunos intervalos de tiempo de la simulación transitoria no se realizan inyecciones.

Los resultados y la discusión de los casos de simulación planteados en este capítulo son presentados conjuntamente con los resultados experimentales en el capítulo 6.

5 Verificación Experimental

La verificación experimental de la simulación CFD se realiza mediante una lectura directa de los campos de velocidad, humedad y temperatura en la cámara de secado por aspersión. En este capítulo se realiza una descripción de los equipos, sondas, procedimiento experimental y finalmente se realiza un análisis de resultados.

5.1. Equipo, sensores y montaje

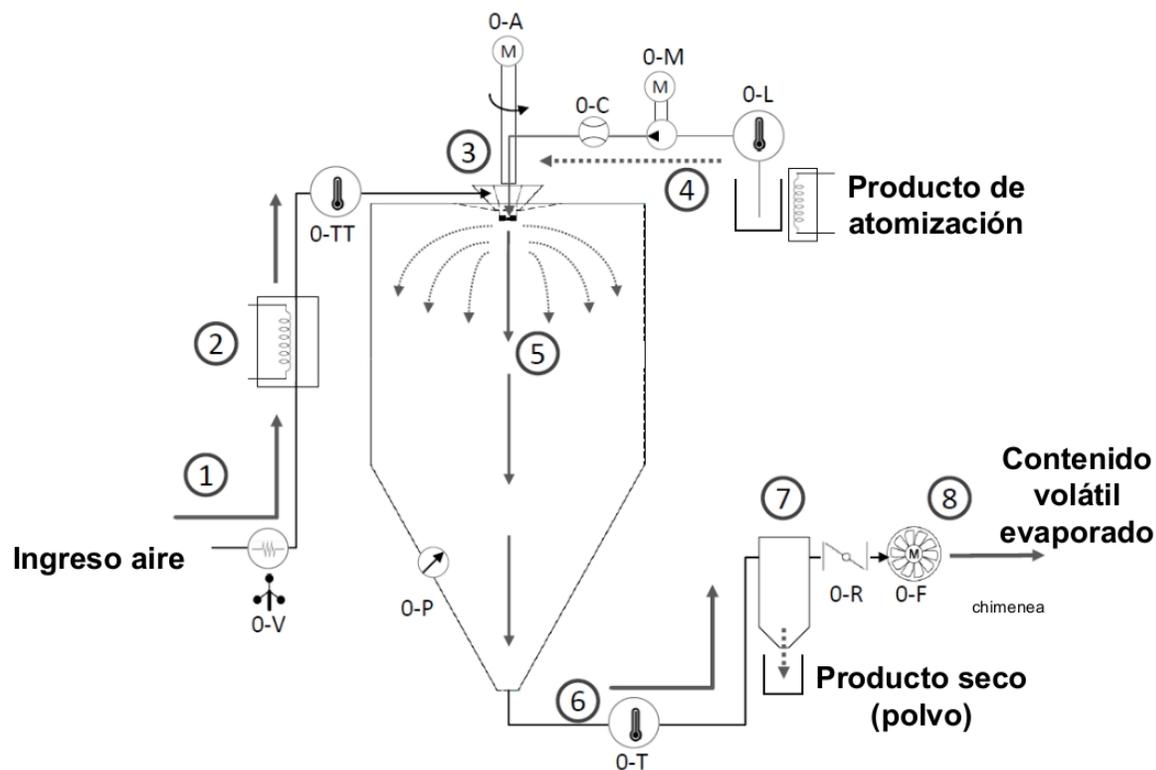
Planta de secado por aspersión

La planta de secado por aspersión piloto PSALAB es fabricada por la empresa Vibrasec en Medellín. El tipo de flujo es co-corriente y la atomización es realizada por un disco rotativo con control de velocidad. La planta posee un software visual en el cual se controlan, monitorean y programan los parámetros de funcionamiento.

La descripción operativa se presenta en la figura 5-1, y se presenta a continuación: El aire ingresa a través de un ducto con filtro (1) donde se encuentra instalado un sensor de velocidad del aire. El aire es calentado mediante una resistencia eléctrica (2) antes de ingresar al difusor (3). El producto de alimentación se almacena en un reservorio (4), el cual posee control de temperatura y agitador. El producto es bombeado hacia el difusor por una bomba peristáltica y es inyectado en la cámara de secado (5) mediante un atomizador rotativo impulsado por un motor eléctrico. El aire calentado en la resistencia (2) entra en contacto con el producto atomizado en la cámara de secado y evapora el contenido volátil. El aire, el contenido volátil evaporado y los sólidos salen por la parte inferior del secador (6) e ingresan a un separador de ciclón (7), en donde el producto seco (sólidos) es separado del aire y coleccionado. La mezcla de aire y productos volátiles pasa a través de un restrictor y es succionada y expulsada por un ventilador (8). El ventilador produce una corriente continua de aire al generar una presión negativa (respecto a la presión ambiental) al interior de la cámara de secado.

Los parámetros de funcionamiento de la planta son obtenidos mediante diferentes sensores instalados de fábrica en el equipo. Para diferenciar fácilmente los sensores se les asigna una nomenclatura, la cual se ilustra en el cuadro 5-1. La posición de dichos sensores en la planta se presenta en la figura 5-1.

Figura 5-1: Esquema de la planta PSALAB.



Cuadro 5-1: Descripción de los sensores instalados de fábrica en el equipo PSALAB.

Nomenclatura sensor	Variables de control equipo PSALAB
0-TT	Temperatura del aire de entrada (°C)
0-A	Revoluciones del atomizador (RPM's)
0-M	Voltaje en el motor de la bomba peristáltica (%)
0-L	Temperatura del líquido en el reservorio (°C)
0-R	Apertura de la válvula restrictora (%)
0-F	Voltaje del ventilador de succión (%)
Nomenclatura sensor	Variables de respuesta equipo PSALAB
0-V	Magnitud de la velocidad del aire a la entrada (m/s)
0-C	Caudal de líquido de atomización (ml/min)
0-P	Diferencial de presión (in H_2O)
0-T	Temperatura del aire de salida (°C)

Sensores y montaje

Para la medición de la velocidad del aire utiliza un equipo de anemometría de hilo caliente marca Extech y referencia SDL-350. El equipo posee una sonda unidireccional y almacenamiento de datos en tarjeta SD. La frecuencia de muestreo máxima del equipo es de 1 seg/dato. El cuadro 5-2 presenta algunas especificaciones de operación del equipo. El anemómetro de hilo caliente tiene como principio de funcionamiento el cálculo del calor perdido por la sonda para determinar la velocidad del fluido medido, la cual es calculada según la siguiente relación:

$$V_f = \left\{ \frac{\left[\frac{I^2 R_{Ref} (1 + \alpha (T_w - T_{Ref}))}{A_w (T_w - T_f)} - \alpha \right]}{b} \right\}^{1/c}, \quad (5.1)$$

donde $I^2 R_w = h * A_w (T_w - T_f)$. La corriente sobre la sonda I^2 y la corriente sobre el alambre R_w son proporcionales al calor cedido por convección forzada, el cual depende del coeficiente de convección forzada h , el área del alambre A_w y la diferencia de temperaturas entre el alambre y el fluido ($T_w - T_f$).

Cuadro 5-2: Rangos de operación y resolución equipo Extech SDL-350.

Especificaciones	Rango	Resolución	Precisión
Velocidad de aire	0,2 m/s → 25 m/s	0,01 m/s	±5 % de la lectura
Temperatura	0°C → 50°C	0,1°C	±0,8°C

Para medición de humedad y temperatura del aire es usado un termo-higrómetro de marca Vaisala y referencia HUMICAP HM-70. La sonda es de referencia HMP77B y permite realizar mediciones de temperatura y humedad del aire con un cable de 5 metros de longitud. La sonda esta protegida de agentes externos por una rejilla metálica y tiene una opción de precalentamiento para evaporar humedad condensada en el sensor. El sensor HUMICAP es del tipo polímero-capacitivo de membrana delgada. Las especificaciones del equipo se presentan en el cuadro 5-3. El termo-higrómetro tiene como principio de funcionamiento la medición del cambio en la constante dieléctrica en un polímero debido al cambio de la humedad relativa. La humedad relativa puede ser evaluada de la siguiente forma:

$$C_{RH} = \frac{\epsilon_{rh} * \epsilon_o * A}{d}, \quad (5.2)$$

donde ϵ_{rh} y ϵ_o representan la permitividad relativa del polímero y del vacío respectivamente, A el área de los electrodos y d la distancia entre los mismos.

Cuadro 5-3: Rangos de operación y resolución equipo Vaisala HM-70 con sonda HMP77B.

Especificaciones	Rango	Precisión
Humedad relativa	0 – 100 % RH	$(-40^{\circ}C \rightarrow +180^{\circ}C) \pm (1,5 + 0,015 \times lectura) \%RH$
Incertidumbre de calibración	(+20°C)	$\pm 0,6 \% RH (0 \rightarrow 40 \% RH)$ $\pm 1 \% RH (40 \rightarrow 97 \% RH)$
Temperatura (Sensor HMP77B)	-70 → +180°C	$\pm 0,2^{\circ}C (20^{\circ}C)$ $\pm 0,6^{\circ}C (180^{\circ}C)$

Los sensores son montados al interior de la cámara de secado por aspersión mediante un soporte metálico anular en forma de “L”. Los cables de los sensores pasan por el interior del soporte y conectan el receptor externo con la sonda. El soporte metálico puede ser movido verticalmente o angularmente para alcanzar diversas posiciones verticales (líneas) y radiales al interior de la cámara. El conjunto en su totalidad posee dos grados de libertad y su movimiento se realiza de forma manual. Para estandarizar posibles puntos de medición al interior de la cámara de secado se utilizó un código de posiciones verticales y radiales, el cual se presenta en la figura 5-4 .

Las posiciones verticales son identificadas con letras minúsculas y las posiciones radiales con números enteros desde el 0 al 30. La separación entre posiciones verticales es de 10 cm, iniciando en la posición “g” que se encuentra verticalmente 10 cm bajo el difusor de aire y terminando en la posición “a” 70 cm debajo. El sensor es colocado en cada posición por medios manuales. Para verificar las posiciones verticales, el soporte posee marcas cada 1 cm de distancia y la posición se determina visualmente desde el exterior de la cámara de secado. Las posiciones radiales se determinan con la distancia entre el eje de simetría vertical localizado bajo el aspersor y el punto de medición radial. Esta distancia inicialmente se verificó mediante una plomada colgante desde el centro del secador, no obstante este método no resultó apropiado para mediciones en caliente debido a que era necesario abrir la puerta de acceso a la cámara de secado para medir en cada una de las posiciones. El sistema de medición de puntos radiales fue modificado y se usó un montaje con plomada externa, la cual indica la posición radial en una base previamente marcada sin necesidad de abrir la cámara de secado para su verificación. El esquema de este montaje se presenta en la figura 5-3.

5.2. Plan Experimental

El plan experimental tiene como objetivo principal medir cuantitativamente la velocidad, temperatura y humedad del aire durante la evaporación de agua en la cámara de secado por aspersión. Los resultados experimentales son usados para la verificación del modelo CFD. Con el objetivo de probar el modelo CFD en diferentes condiciones operativas, dentro del

plan experimental se realizan mediciones con diferentes flujos máscicos de aire y agua, y a diferentes temperaturas de aire. La repetibilidad de los resultados es realizada por medio de repeticiones simplificadas de los experimentos base y por repeticiones aleatorias de un punto de medición por cada línea.

El plan experimental se divide en dos fases principales. El módulo experimental I consiste en una serie de experimentos que ayudan a especificar aspectos metodológicos de los experimentos principales y del modelo numérico. En esta fase se resuelven preguntas como: ¿están bien calibrados los sensores del equipo?, ¿cuáles deberían ser los tiempos de medición con el sensor de hilo caliente?, ¿cuáles son los tiempos aproximados de calentamiento para planear los tiempos de la fase experimental?, ¿cuál es la relación entre valores de calibración del secador (por ejemplo las mediciones del sensor 0-V) con el flujo máscico real de aire?, ¿se puede considerar el flujo de aire como un estado estable o transitorio?. Las respuestas a estos interrogantes permiten tomar decisiones metodológicas de cómo realizar los experimentos principales, los cuales son llevados a cabo en el módulo experimental II. El resumen del plan experimental es presentado en el cuadro 5-4.

5.2.1. Módulo I - Grupo de experimentos preliminares

Experimento 1. Funcionamiento y calibración de la planta

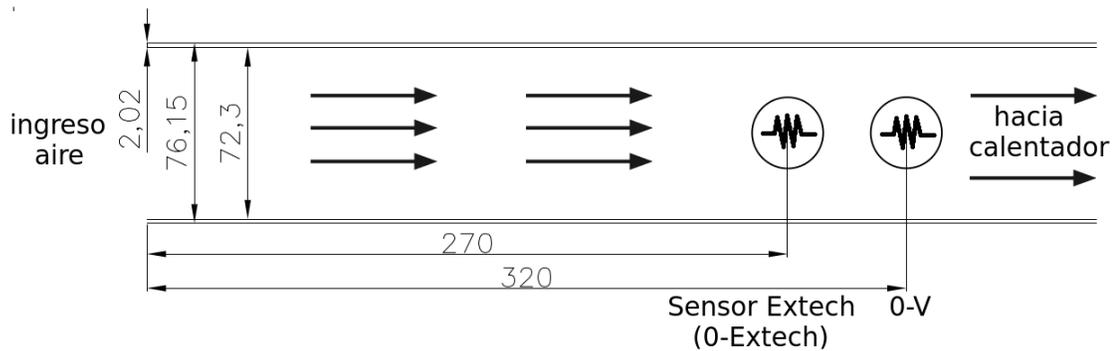
El experimento 1 realiza un estudio del comportamiento de la planta y sus sensores en condiciones operativas con el objetivo de establecer los experimentos posteriores. El ajuste de las variables de control está descrito en el cuadro 5-5 y la descripción detallada de los experimentos se presenta a continuación:

- (1.1) - Calibración de la sonda de velocidad del aire (0-V): El flujo máscico de aire $\dot{m}_{air_{in}}$ que ingresa al equipo de secado puede ser obtenido en referencia al área del ducto de entrada, la velocidad indicada en el sensor (0-V) y algunas otras consideraciones como la presión atmosférica y el número de Reynolds promedio. El indicador de velocidad instalado en la planta PSALAB es de tipo hilo caliente. El sensor no posee registros de calibración, y según su tiempo de uso e inspección visual en la cual se evidencia depósitos de polvo sobre el alambre, se estima que sus lecturas son erróneas. En este experimento se comparan las lecturas de velocidad del anemómetro instalado (0-V) con un anemómetro calibrado para determinar el caudal de aire real según el voltaje en el ventilador de succión (0-F). La posición del termoanemómetro externo (0-V) se puede ver en la figura 5-5.
- (1.2) - Efecto de la posición del restrictor de flujo en la presión de vacío y flujo máscico de aire: La masa de aire succionada por el ventilador (0-F) atraviesa un restrictor de flujo (0-R) ajustable. Se presume que el cierre del restrictor afecta el flujo máscico de aire (por aumento de pérdidas hidráulicas) y afecta el diferencial de presión interno en el equipo de secado, no obstante no se conoce el efecto directo sobre estas variables de respuesta. Adicionalmente, resulta deseable determinar la presión diferencial (0-P) en diversas condiciones de operación para determinar si el cambio de presión es una variable importante en los análisis termodinámicos y de dinámica de fluidos.
- (1.3) - Relación entre voltaje del motor de la bomba (0-M) y flujo máscico de agua: El producto de alimentación (en este caso agua líquida) es desplazado por una bomba

Cuadro 5-4: Módulos y experimentos.

Módulos Experimentales			
Módulo	Experimento	Descripción	Objetivos del módulo experimental
I	1	Funcionamiento y calibración planta	Verificar el correcto funcionamiento de la planta, sus sensores, definir algunos criterios de medición de los experimentos 4 y 5 (Módulo II).
	2	Comportamiento transitorio térmico evaporación	Ajustar las pérdidas en el balance de masa y energía, obtener tiempos para llegar a estabilidad térmica.
	3	Comportamiento transitorio del flujo de aire	Verificar si el flujo interno en la cámara de secado es estable o transitorio. Determinar los tiempos de medición por punto según comportamientos transitorio del flujo de aire.
II	4	Medición del campo interno de velocidad del aire $U_{air}\{y\}$	Medir el campo de velocidad al interior de la cámara de secado e identificar valores de intensidad de la turbulencia y energía cinética turbulenta.
	5	Medición de los campos internos de humedad y temperatura del aire T_{air} , $\%RH_{air}\{x, y, z\}$	Medir el patrón de humedad y temperatura al interior de la cámara de secado, durante la aspersión de agua.

peristáltica impulsada por un motor eléctrico. Aunque el equipo PSALAB cuenta con un sensor de flujo másico (0-C), se desconoce su estado de calibración, razón por la cual se realiza una medición manual del flujo másico a distintos voltajes de operación del motor de la bomba.

Figura 5-5: Posición de sensores experimento 1.1.**Cuadro 5-5:** Variables de control en grupo de experimentos 1.

Experimento 1 - Experimentos preliminares					
Número de experimento	Sensor 0-V	Sensor 0-R	T_{airin}	Sensor 0-M	Intervalos
1.1.	70→100	60→100	∞	-	+10 % 0-V, +10 % 0-R
1.2.	50→100	50→100	∞	-	+10 % 0-V, +10 % 0-R
1.3.	-	-	-	0→ 15	+1 % 0-M

Experimento 2. Comportamiento transitorio térmico y evaporación

El experimento 2 tiene como objetivo principal conocer el comportamiento en caliente de la planta de secado y ajustar de forma preliminar el balance de masa y energía, el cual según Oakley [52] es el más básico de los modelos de simulación para secado por aspersión, y debe ser abordado antes de realizar análisis más detallados. El análisis del comportamiento en caliente y de evaporación de la planta no permite conocer la trayectoria de las partículas y el comportamiento en detalle interno del equipo, no obstante si resulta apropiado para los siguientes aspectos:

- Determinar de manera preliminar los tiempos requeridos para llegar a la estabilidad térmica. Dichos tiempos permiten planificar el segundo módulo del plan experimental de experimentos principales del campo de temperatura y humedad durante la evaporación de agua.
- Obtener un valor real del comportamiento de las variables de control y respuesta durante la evaporación de agua. Esta información es requerida para establecer un criterio de selección de los valores de variables de control en experimentos de medición de campo de velocidad, humedad y temperatura internas.
- Describir la pérdida de energía a través de las paredes.

El cuadro 5-6 presenta la configuración detallada del experimento.

Cuadro 5-6: Variables de control en grupo de experimentos 2

Experimento 2 - Comportamiento transitorio térmico y evaporación				
Número de experimento	$\dot{m}_{air_{in}}$ (kg/h)	$T_{air_{in}}$ K	$\dot{m}_{liq_{in}}$ (kg/h)	Variables de medición
2.1	83	413	1.34	$T_{air_{out}}, T_{wall}$
2.2		443		$T_{air_{out}}, T_{wall}, t_{steady}$
2.3		473		$T_{air_{out}}, T_{wall}$

Experimento 3. Comportamiento transitorio del flujo de aire

El propósito principal es establecer un criterio para determinar el tiempo requerido de recolección de datos de velocidad en cada punto de medición. El tiempo requerido depende de dos aspectos: La pérdida de información, la cual se relaciona con la frecuencia de adquisición de datos del equipo, y por otra parte, la variabilidad de la señal debido a su valor RMS. Estos aspectos están relacionados con la naturaleza transitoria del interior de la cámara de secado, la cual ha sido descrita por diversos autores como Kieviet y Kerkhof [36] y específicamente discutida en relación al chorro central [66, 67, 41, 61, 34, 76, 75]. Para obtener un criterio del tiempo mínimo de medición de la velocidad del aire se plantea una serie de experimentos (experimento 3.1), en el cual se toman datos de velocidad vertical en diferentes posiciones radiales sobre la línea “e”. La línea “e” fue elegida debido a que presenta una distancia suficiente de la fuente como para que el chorro se encuentre desarrollado, pero sin que exista una reducción significativa de su velocidad.

El cuadro 5-7 presenta la configuración del experimento. Por cada punto se toman datos de la velocidad vertical durante 20 minutos a una frecuencia de 1 seg/dato con el objetivo de determinar cualitativamente un tiempo que permita obtener suficiente información del flujo sin extender la duración de la medición. El resumen del grupo 1 de experimentos (Experimentos preliminares) se presenta en la figura 5-6.

Cuadro 5-7: Variables de control en grupo de experimentos 3.

Experimento 3 - Comportamiento transitorio del flujo de aire						
Número de experimento	$\dot{m}_{air_{in}}$ (kg/h)	$T_{air_{in}}$ (K)	Tiempo mínimo de medición	Línea	Puntos	Variables de medición
3.1	83	T_{∞}	600 seg / punto	e	0, 2, 4, 15	U_y

5.2.2. Módulo 2 - Grupo de experimentos principales

Experimento 4. Medición del campo de la velocidad del aire

En este grupo de experimentos el objetivo principal es la medición del campo de velocidades del aire. La medición es realizada sin aspersión de agua para evitar daños en el sensor u obtener señales erróneas. Los datos son tomados en diferentes líneas y posiciones durante un tiempo de 5 minutos por posición a la frecuencia de muestreo máxima del termo-anemómetro SDL 350 (1 seg/dato). Los datos son almacenados en una memoria SD interna del equipo y luego procesados en una hoja de cálculo para ser analizados. De las tres componentes de la velocidad $U\{x, y, z\}$, solo es evaluada la magnitud de la velocidad axial $U\{x\}$, la cual se considera que es la componente más importante y la que realiza el mayor transporte convectivo tanto en el chorro central como en las zonas de recirculación. En comparación con Kieviet et al. [37] quien midió las 3 componentes de la velocidad del aire, el enfoque del presente experimento es abarcar diversas configuraciones de variables de control que permita *evaluar* el modelo CFD bajo diferentes condiciones físicas. El experimento gira en torno a una configuración “base” en donde se realizan las mediciones de forma más detallada, y cuatro configuraciones modificadas, en donde se varía únicamente una variable de control. Las variables modificadas en estas configuraciones alternas son el flujo másico de aire $\dot{m}_{air_{in}}(kg/h)$, la temperatura de ingreso $T_{air_{in}}(K)$ y la simetría radial (medición de puntos reflejados radialmente). El experimento 4 es resumido en el cuadro 5-8.

Experimento 5. Medición del campo de humedad y temperatura del aire durante la evaporación de agua

La medición del campo de humedad y temperatura del aire se realiza con la inyección de agua en el atomizador rotativo. El procedimiento de toma de datos es similar al usado en la medición del campo de velocidad del aire, midiendo diferentes líneas y posiciones. Luego que la sonda se coloca en posición, se debe esperar un tiempo antes de tomar los datos mientras que la lectura se estabiliza (tiempo de respuesta). El tiempo de medición es de 6 minutos por posición a la frecuencia de muestreo máxima del termo-higrómetro (1 seg/dato). El almacenamiento de los datos se realiza a través del software MI-70 para ser luego procesados en una hoja de cálculo. Debido a la disposición de lectura omnidireccional del sensor no requiere de ningún direccionamiento de la sonda. Las variables leídas por cada punto son la temperatura del aire T_{air} , la humedad relativa del aire RH_{air} y la relación de mezcla vapor-aire seco $X(g_{H_2O}/kg_{dry_{air}})$. El experimento gira en torno a una configuración “base” la cual posee las mediciones más detalladas, y cuatro configuraciones modificadas, en donde se cambia únicamente el valor de una variable de control por configuración. Las variables modificadas en estas configuraciones alternas son el flujo másico de aire $\dot{m}_{air_{in}}(kg/h)$, la temperatura de ingreso $T_{air_{in}}(K)$ y el flujo másico de agua $\dot{m}_{liq_{in}} kg/h$. Los valores de referencia del rango de temperaturas de ingreso, salida, y flujos másicos de aire y líquido son obtenidos de los resultados del experimento 2 y de los propuestos por Chegini y Ghobadian [9] y Mujumdar [50] para algunos productos de atomización con alto contenido de líquidos como el jugo de naranja y la leche. Las diversas configuraciones experimentales son resumidas en el cuadro 5-9. El resumen de los valores de las variables de control para el grupo de experimentos 4 y 5 se presenta en la figura 5-7.

Cuadro 5-8: Descripción detallada de configuraciones experimentales - Experimento 4.

Experimento 4 - Medición del campo de velocidad del aire						
Número de experimento	$\dot{m}_{air_{in}}$ (kg/h)	$T_{air_{in}}$ (K)	Posiciones radiales	Líneas	Variable a medir	Frec. muestreo
4.1. Experimento base	126	T_{∞}	30, 25,10,5,3,1,0	$g \rightarrow a$	U_x	1 seg / dato
4.2. Mayor flujo másico	145	T_{∞}	25, 10, 5, 0	g, e, b	U_x	1 seg / dato
4.3. Menor flujo másico	103	T_{∞}	25, 10, 5, 0	g, e, b	U_x	1 seg / dato
4.4. Mayor temperatura de ingreso	126	333	25, 10, 5, 0	g, e, b	U_x	1 seg / dato
4.5. Reflejo exp. 4.1, 4.2 y 4.3	103, 126 y 145	T_{∞}	-5, -10, -25. Reflejo exp 4.1 se agregan puntos {-1, -3}	$g, e, b.$ Exp 4.1= $g \rightarrow a$	U_x	1 seg / dato
4.6. Repetición exp. base	126	T_{∞}	25, 10, 5, 0	g, e, b	U_x	1 seg / dato

Cuadro 5-9: Descripción detallada de configuraciones experimentales - Experimento 5.

Experimento 5 - Medición del campo de humedad y temperatura del aire					
Número de experimento	$\dot{m}_{air_{in}}$ kg/h	$T_{air_{in}}$ (K)	$\dot{m}_{liq_{in}}$ kg/h	Posiciones radiales	Líneas
5.1. Experimento base	83	443	1.34	25, 10, 5, 0	$g \rightarrow a$
5.2. $\uparrow T_{air_{in}}$		473			g, e, b
5.3. $\downarrow T_{air_{in}}$		413			
5.4. $\uparrow \dot{m}_{air_{in}}$	91				
5.5. $\uparrow \dot{m}_{liq_{in}}$	83	443	2.09		
5.6. Repetición experimento base	83		1.34		

Los resultados y la discusión de los casos de simulación planteados en este capítulo son presentados conjuntamente con los resultados de la simulación numérica CFD en el capítulo 6 “Análisis y comparación de resultados”.

Figura 5-2: Izq: Planta de secado por aspersión PSALAB, Der sup: Detalle superior del difusor y acople al motor del aspersor rotativo, Der inf: Software de control de la planta.



Figura 5-3: Montaje de la plomada externa para la medición de puntos radiales

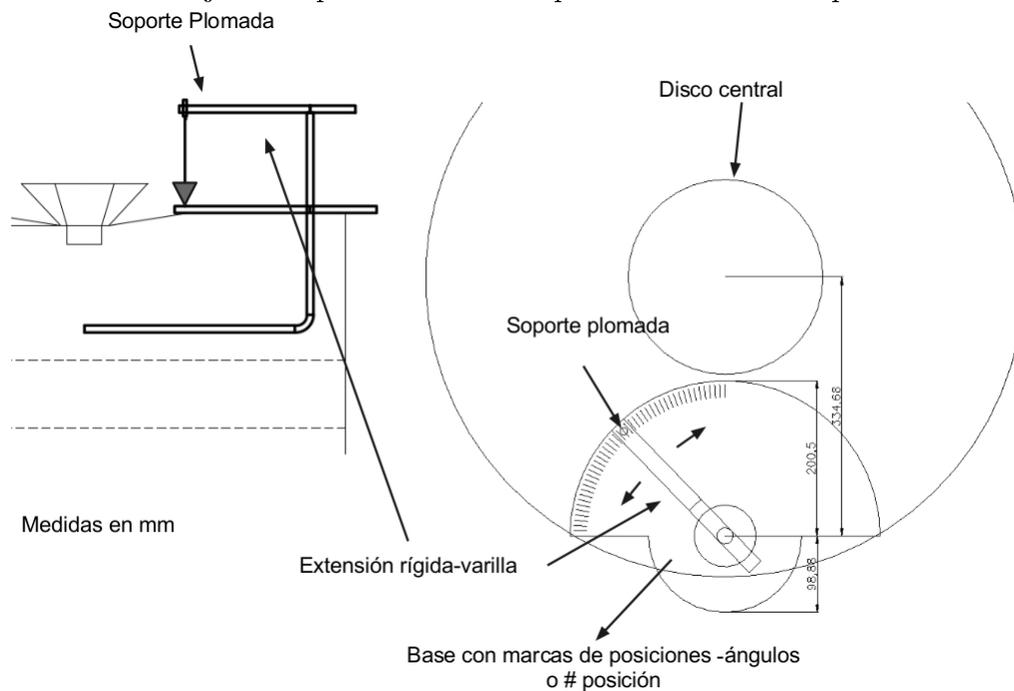
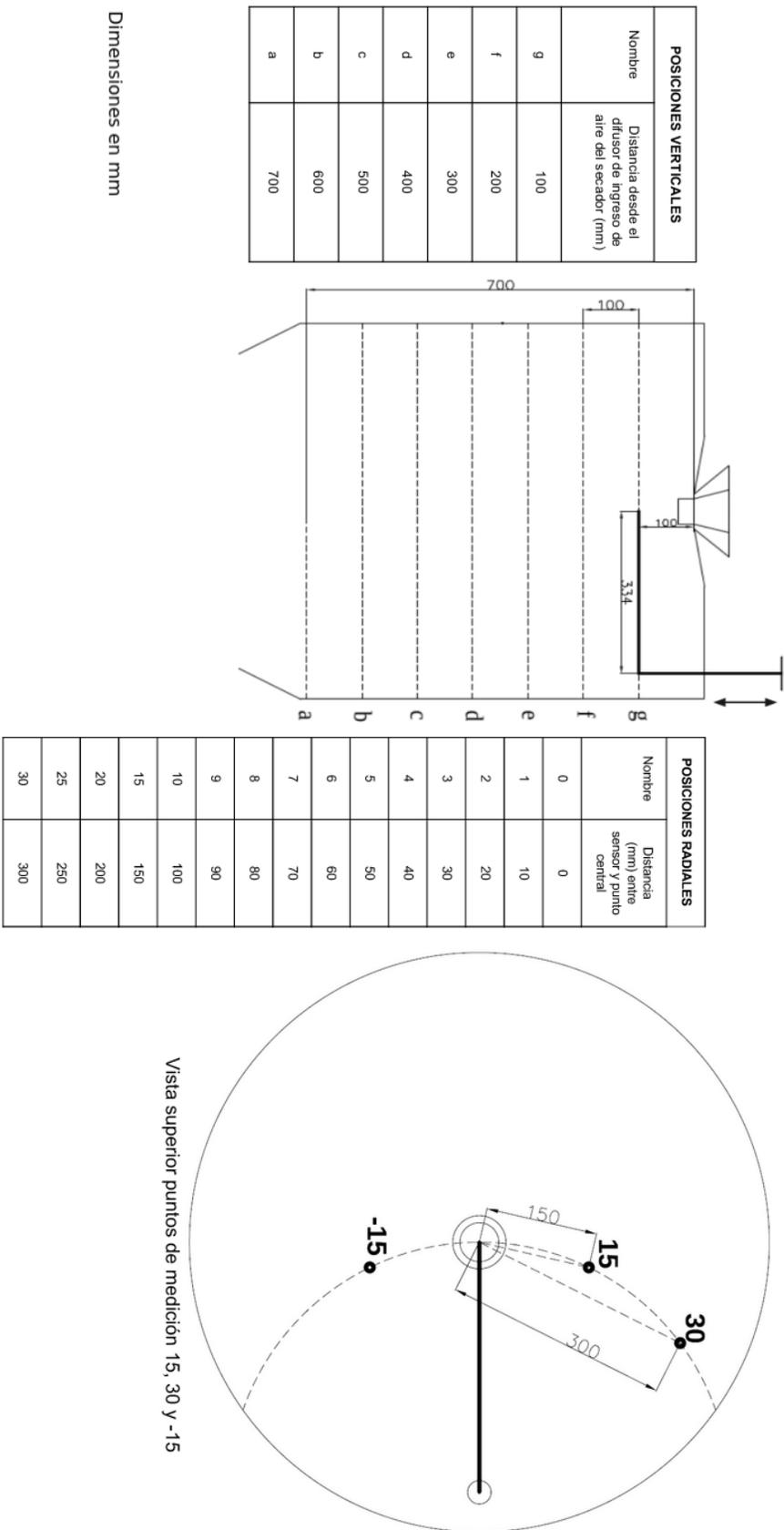


Figura 5-4: Puntos de medición para el plan experimental. Posiciones verticales (izq) y radiales (der)



Dimensiones en mm

Figura 5-6: Resumen de variables de control experimentos 1: Calibración y experimentos preliminares, 2: Comportamiento térmico transitorio y evaporación y 3: Comportamiento transitorio del flujo de aire.

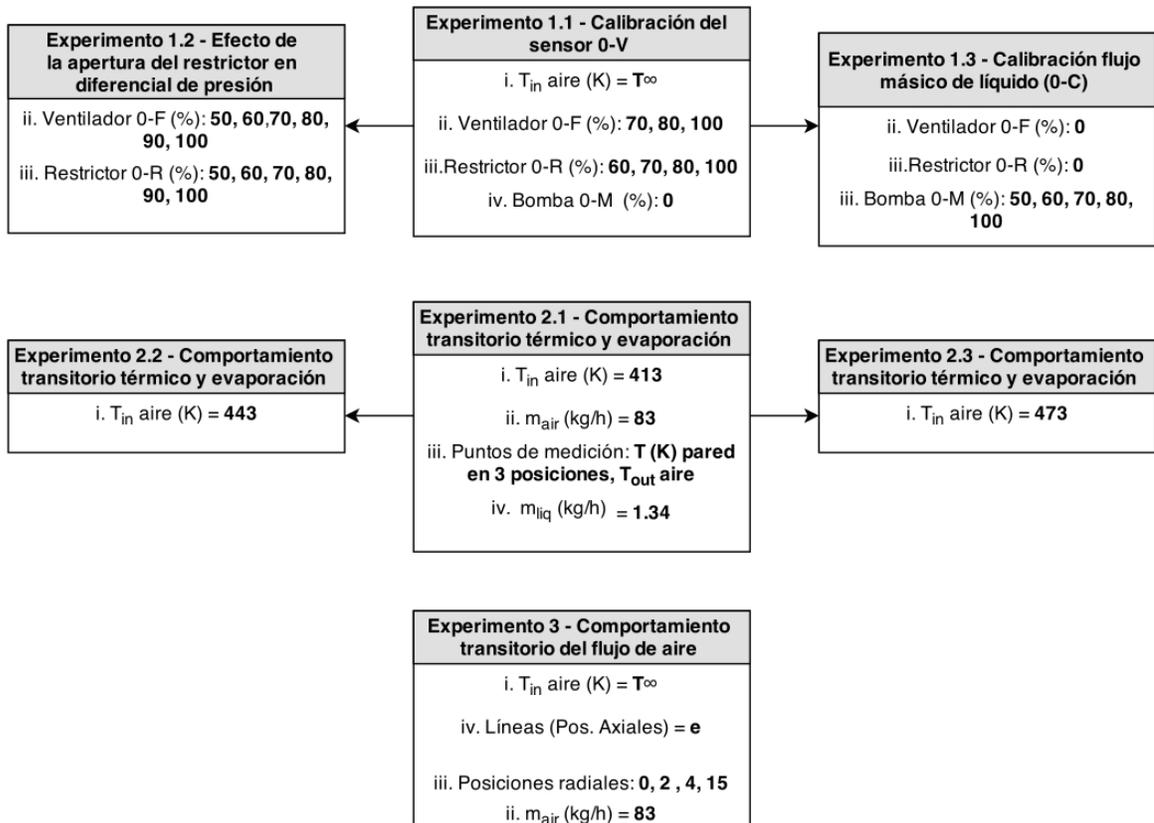
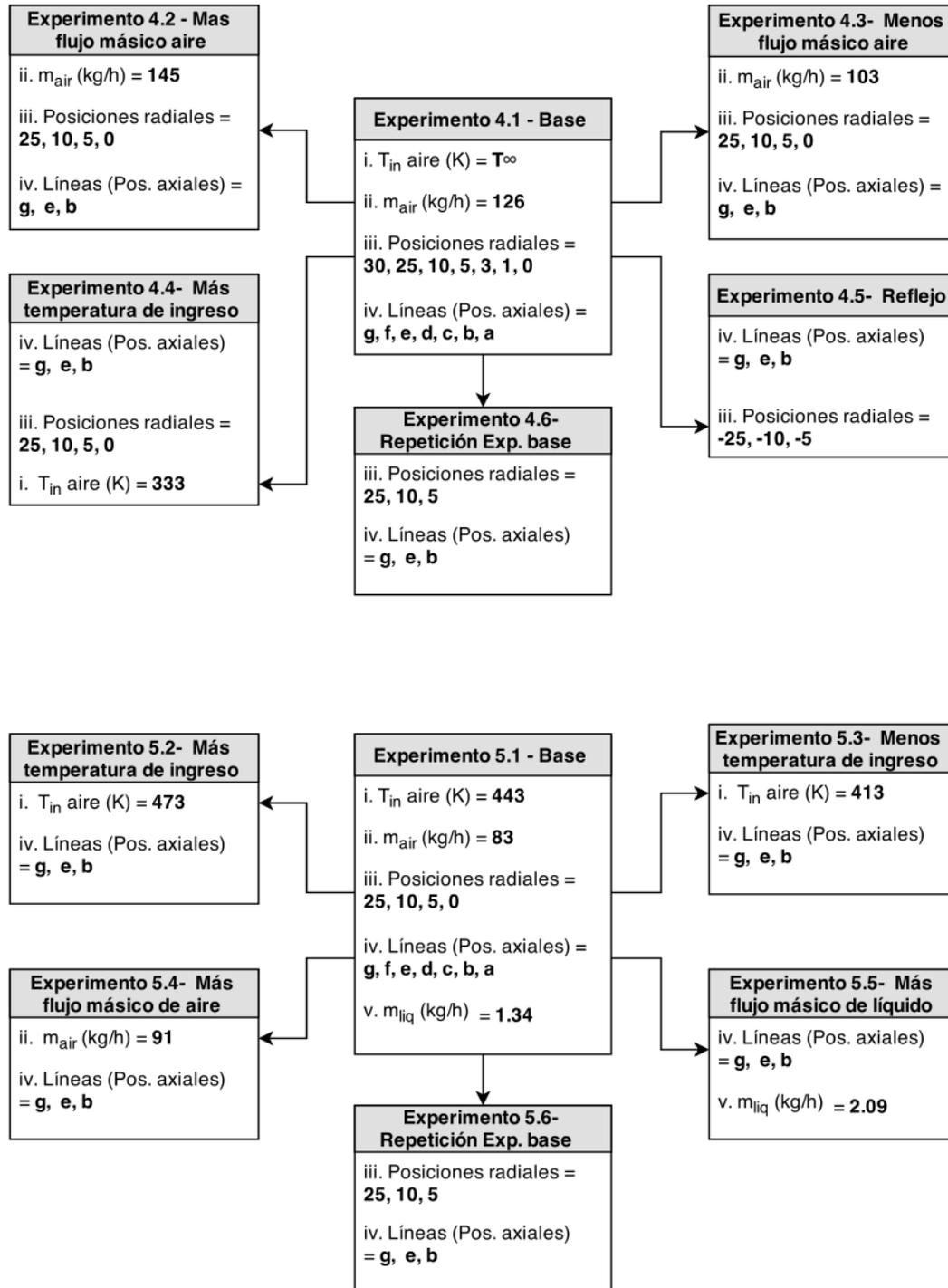


Figura 5-7: Resumen variables de control experimento 4: Medición del campo interno de velocidad del aire, y experimento 5: Medición de los campos internos de humedad y temperatura del aire.



6 Análisis y comparación de resultados

El capítulo inicia con los resultados del módulo experimental I - Experimentos preliminares. Este grupo de experimentos presenta como objetivo conocer el funcionamiento de la planta de secado y adquirir un criterio suficiente para plantear los experimentos principales y simulaciones numéricas dirigidas a establecer la velocidad, humedad y temperatura del aire al interior de la cámara de secado. Luego de analizar los resultados del primer módulo experimental, este capítulo compara, analiza y discute los resultados de los experimentos principales (módulo experimental II) y simulaciones numéricas (casos 1 y 2).

6.1. Módulo experimental I - Resultados experimentos preliminares

Experimento 1. Funcionamiento y descripción de la planta

Exp. 1.1. Calibración de la sonda de velocidad del aire La figura 6-1 muestra la relación entre la velocidad medida en el sensor instalado por defecto en el equipo (0-V) y un termo-anemómetro calibrado (0-Extech). Se observa una discrepancia en los resultados de velocidad del aire, donde la velocidad indicada por sensor (0-V) es menor con todas las configuraciones de ventilador, probablemente por acumulación de polvo en la sonda. La posible acumulación de polvo afecta la transferencia de calor por convección forzada entre el sensor y el aire, donde dichos efectos son más notorios a mayores velocidades de aire. El valor indicado por el sensor (0-Extech) permite corregir el flujo másico de aire y establecer una relación lineal, donde $(0 - V_{\text{corregida}}) = (1,75 * (0 - V)) - 0,69$. La corrección mencionada es presentada igualmente en la figura 6-1.

Este experimento tuvo inconvenientes de repetitibilidad atribuibles a posibles errores en el sensor 0 - V instalado de fábrica en el equipo. En primer caso estas lecturas presentan diferencias con mediciones similares realizadas en una medición anterior. En dichas mediciones se obtuvo una relación diferente: $(0 - V_{\text{corregida}}) = (0 - V) + (0,1464 * (0 - V)) - 0,1674$. Aunque esta relación calcula valores de velocidad de ingreso mayores a los medidos por el sensor instalado en el equipo, el valor $0 - V_{\text{corregida}}$ obtenido resulta significativamente menor que el computado con la primera relación. Esta discrepancia no pudo ser explicada, pero puede ser atribuible a inconvenientes en el sensor instalado en la planta, dificultades en el proceso de medición como la inclinación de la sonda, turbulencia, y elementos obstructores internos en el ducto de ingreso no detectado. En el cuaderno de experimentos se documentó que en diversos casos el sensor indicaba valores diferentes (mayores al 15 % de diferencia) en

la velocidad de aire de ingreso $0 - V$, con el mismo voltaje en el ventilador $0 - F$.

Un último aspecto importante encontrado fue la filtración de aire por la puerta de acceso del secador. Luego de detectar la filtración se aplicó un sello de cinta metálica entre la puerta y el equipo, logrando incrementar la velocidad medida por el sensor $0-V$ hasta en un 25 %. Sin embargo no pudo ser establecido si esta filtración, de tamaño considerable, pudo ser solucionada en su totalidad y si era la única en el equipo.

1.2. Efecto de la posición del restrictor de flujo en la presión de vacío y flujo másico de aire.

Los resultados del experimento se presentan en la figura 6-2. El mayor diferencial de presión se obtiene con las mayores velocidades de ventilador ($0-F$) y con el restrictor totalmente abierto, permitiendo un mayor flujo másico de aire a través del secador. El mayor diferencial de presión en condiciones operativas obtenido no fue superior a 0.250 Pa, cifra que se considera despreciable para afectar las presiones parciales para la evaporación de agua.

1.3. Relación entre el voltaje del motor, de la bomba ($0-M$) y el flujo másico de agua.

El efecto del voltaje de la bomba peristáltica en el flujo másico y caudal de líquido en condiciones ideales es mostrado en la figura 6-3. Se observa que solo desde el 8 % de voltaje en el motor de la bomba se obtiene un comportamiento lineal entre el voltaje y el caudal. Es importante mencionar que mediciones posteriores en condiciones de trabajo indicaron que el caudal real de líquido atomizado depende de otros factores como la apertura de la válvula de estrangulación del sistema y la cantidad de contaminantes en el mismo.

Experimento 2. Comportamiento transitorio térmico durante la evaporación de agua

Para analizar el comportamiento transitorio térmico y determinar los tiempos requeridos para llegar a un estado “estable” se midieron los tiempos requeridos para encontrar condiciones estables en temperatura de salida $T_{air_{out}}$ y la temperatura medida en un punto de medición interno (ej: línea “e” punto radial 3). La figura 6-6 presenta un ejemplo de medición de la temperatura del aire en la periferia del chorro central. Para llegar a un estado estable más rápidamente, el equipo fue precalentado antes de iniciar la atomización de agua. Se observa que luego de iniciar la inyección de agua, la temperatura del aire disminuye hasta llegar a su punto de estabilidad después de 20 minutos. Según las observaciones realizadas se estimó un tiempo mínimo de 50 minutos para llegar a estado estable, donde 30 minutos corresponden al tiempo de precalentamiento y 20 minutos al tiempo requerido para estabilización luego de iniciar la inyección de líquido.

Balance de masa y energía El comportamiento durante la evaporación de agua es analizado mediante un balance de masa y energía nivel 0. Este balance es planteado según la metodología propuesta por Langrish [39] y Oakley [52]. La energía que ingresa por unidad de masa en las fases continua y discreta puede calcularse de la siguiente forma:

$$H_{air_{in}} = \overbrace{C_{p_{air}}(T_{air_{in}} - T_{ref})}^{\text{Entalpía del aire seco}} + \overbrace{\phi_{air_{in}} \{L_{vapour} + [C_{p_{vapour}}(T_{air} - T_{ref})]\}}^{\text{Entalpía en el vapor de agua del aire}} \quad (6.1)$$

Figura 6-1: Experimento 1.1. Comparación de velocidades evaluadas por sensor instalado en el equipo (0-V) y termo-anemómetro calibrado Extech SDL 350 (izquierda) y flujo másico corregido según la relación propuesta $0 - V_{corregida} = (1,75 * 0 - V) - 0,69$ (derecha).

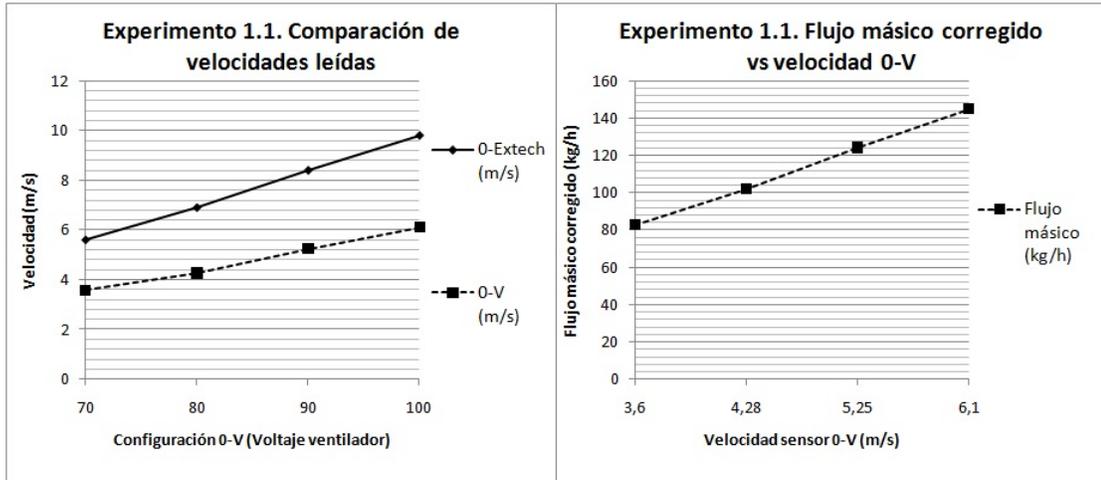


Figura 6-2: Experimento 1.2. Efecto del porcentaje de revoluciones del ventilador (0-F) y del porcentaje de apertura del restrictor en el diferencial de presión (0-P). Se observa que el mayor diferencial se presenta con condiciones 100 %-100 % del ventilador y apertura del restrictor.

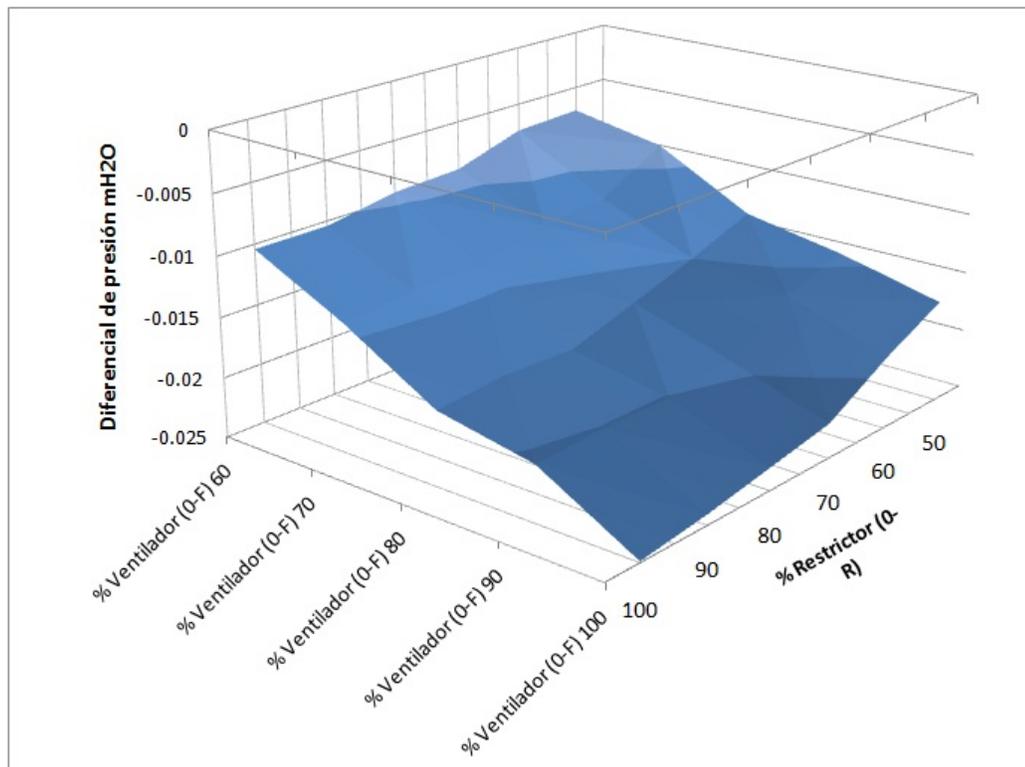
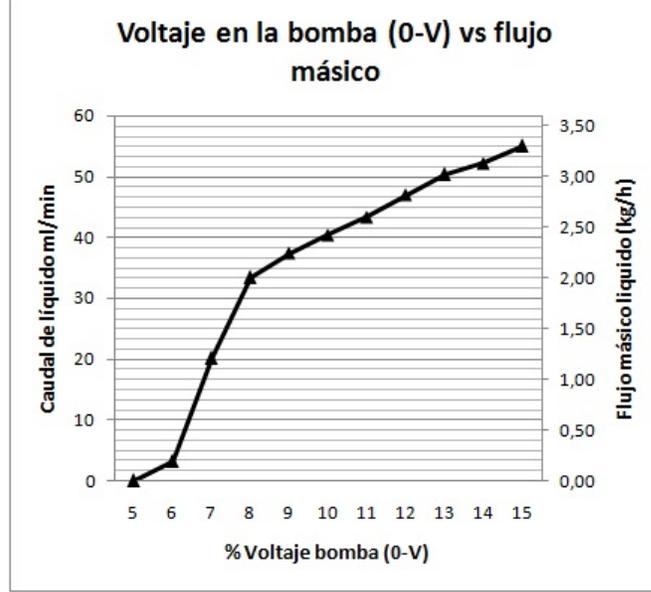


Figura 6-3: Experimento 1.3. Voltaje de la bomba (0-M) vs caudal de líquido atomizado (ml/min y kg/h). Se observa que el comportamiento de la bomba respecto al caudal es lineal luego de 8 % de voltaje (0-M).



$$\overbrace{H_{liq} = C_{pliq}(T_{liqin} - T_{ref})}^{\text{Entalpía en el agua inyectada}} \quad (6.2)$$

Donde $H = J/kg$, L_{vapor} representa el calor latente de vaporización del vapor de agua y ϕ_{airin} la concentración de agua en el aire. Asumiendo que todo el líquido es evaporado e incorporado a la fase continua, la energía que sale del secador H_{airout} representa la suma de la energía del aire seco y el vapor de agua en el aire:

$$H_{airout} = \overbrace{C_{p_{airout}}(T_{airout} - T_{ref})}^{\text{Entalpía del aire seco}} + \overbrace{\phi_{airout} \{L_{vapor} + [C_{p_{vapor}}(T_{airout} - T_{ref})]\}}^{\text{Entalpía en el vapor de agua del aire}} \quad (6.3)$$

Teniendo en cuenta los flujos másicos de aire y agua se realiza un balance de masa y energía, en el cual se incorporan las pérdidas:

$$\dot{m}_{airin} H_{airin} + \dot{m}_{liqin} H_{liqin} = \dot{m}_{airout} H_{airout} + \dot{Q}_{losses} \quad (6.4)$$

Donde \dot{Q}_{losses} representa las pérdidas de energía térmica por las paredes, sellos, conductos, etc. Si se desprecia el efecto de la radiación, y asumiendo que todas las pérdidas son atribuibles a la convección libre entre las paredes y el medio, se obtiene $\dot{Q}_{losses} = h(T_{wall} - T_{\infty})A_{ref}/\Delta t$. De esta relación es posible ajustar el valor del coeficiente de convección libre $h(\frac{W}{m^2K})$ para cerrar el balance de masa y energía al secador real y determinar la condición de frontera de

transferencia de calor efectiva por las paredes.

El balance de masa y energía es resuelto mediante un código computacional programado en Matlab. Los valores de $T_{air_{in}}, T_{air_{out}}, T_{ref} = T_{\infty}, \phi_{air_{in}}, \phi_{air_{out}} = f(\phi_{air_{in}}, \dot{m}_{liq_{in}}), \dot{m}_{liq_{in}}$ y $\dot{m}_{air_{in}}$ son determinados con las variables de control y respuesta de los experimentos planteados. La temperatura en las paredes es leída por una termocupla tipo “K” en 6 posiciones de la pared externa de la cámara de secado en diferentes configuraciones de operación con inyección de agua y son presentadas en la figura 6-4.

Luego de realizar este proceso se evidencia una marcada diferencia de temperaturas entre los puntos de medición en la porción izquierda y derecha del equipo indicando que la transferencia de energía y masa no es simétrica radialmente. Las mayores temperaturas de pared obtenidas con una temperatura de ingreso del aire de 170°C pueden ser explicadas en una diferencia en la temperatura externa del aire T_{∞} entre un experimento y el otro. Los valores $C_{p_{air}}$ y L_{vapour} son obtenidos mediante correlaciones experimentales [54].

A modo comparativo, el coeficiente de transferencia de calor por convección libre h es estimado mediante la correlación propuesta por Churchill y Chu [11], donde el número de Nusselt es obtenido asumiendo flujo laminar mediante:

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67Ra^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (6.5)$$

Aquí Ra representa el número de Rayleigh y Pr el número de Prandtl. En este caso el secador es asumido como una placa plana, utilizando las temperaturas ambiente y la medida de las paredes para el cálculo del número de Rayleigh.

Resultados del balance Los resultados del balance de masa y energía son presentados en el cuadro 6-1. Se incluyen inicialmente las variables de entrada al balance de masa y energía, las cuales corresponden con las cantidades medidas experimentalmente. La comparación entre la temperatura de salida T_{out} determinada por el balance de masa y energía numéricamente y experimentalmente se presenta en la columna de variables de respuesta. Por último, se presenta el ajuste del balance de masa y energía, en donde se modifica el valor del coeficiente de convección libre h para corregir la temperatura de salida T_{out} según los registros experimentales.

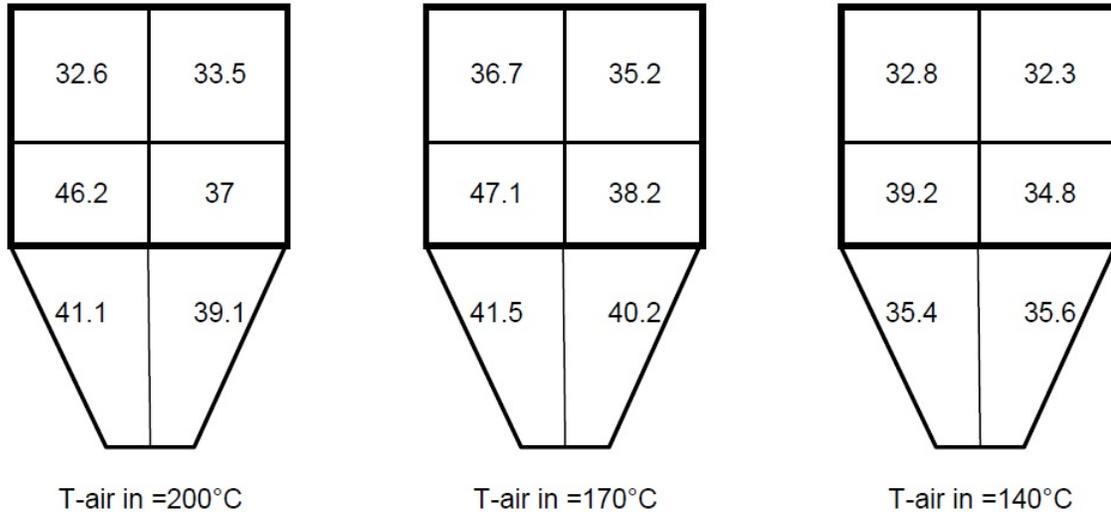
Del análisis del grupo de experimentos #2 presentados en el cuadro 6-1 se encuentran que:

- La relación de temperaturas de ingreso y salida ΔT se incrementa con mayores temperaturas de entrada $T_{air_{in}}$. Esto es consecuente con el comportamiento esperado del secador e indica que a mayores temperaturas de entrada del aire $T_{air_{in}}$, las pérdidas de calor por las paredes se incrementan.
- La temperatura de salida T_{out} predicha por el balance de masa y energía resulta significativamente superior a la medida experimentalmente. Esto es un indicio que existen pérdidas significativas en el equipo. A mayores temperaturas de ingreso $T_{air_{in}}$ la diferencia entre las temperaturas predichas y medidas experimentalmente aumenta. Aunque

Cuadro 6-1: Síntesis de resultados grupo de experimentos 2 - Ajuste del balance de masa y energía. Se relacionan los datos medidos en el experimento 2 con los resultados del balance de masa y energía calculado mediante un código en Matlab. Se calculan las pérdidas de calor en el equipo real \dot{Q}_{losses} .

# Exp.	$\dot{m}_{air_{in}}$ (kg/h)	$T_{air_{in}}$ °C	$\dot{m}_{liq_{in}}$ (kg/h)	T_{wall} (°C)	T_{∞} (°C)	T_{out} (°C) medida	T_{out} (°C) (Matlab)	h $\frac{W}{m^2K}$ Churchill- Chu	h $\frac{W}{m^2K}$ Ajustado para Matlab	\dot{Q}_{losses} (W/m ²) Ajustado Matlab	Variables de entrada		Variables de respuesta		Ajuste del balance de masa y energía y determinación de pérdidas	
											$T_{air_{in}}$ °C	$\dot{m}_{liq_{in}}$ (kg/h)	T_{wall} (°C)	T_{∞} (°C)	T_{out} (°C) medida	T_{out} (°C) (Matlab)
2.1	83	140	1.34	35.02	28.4	80.5	99	2.29	17	115.54						
2.2		170		39.82	31.2	98.8	121	2.44	21.5	185.33						
2.3		200		38.25	25.8	115.1	145.4	2.7	21.5	267.67						

Figura 6-4: Experimento 2. Temperatura de la pared en diversos puntos de medición y temperaturas de ingreso $T_{air_{in}}$ para un flujo másico de ingreso $\dot{m}_{air_{in}} = 83kg/h$.



a primera vista esta diferencia puede generar dudas, los resultados del experimento 1 ratifican que existen filtraciones importantes de aire frío a la cámara de secado, las cuales pueden explicar la discrepancia entre los resultados.

- El coeficiente de calor por convección ajustado en el balance de masa y energía resulta aproximadamente 8 veces superior al obtenido por el modelo de Churchill-Chu. Esto significa que en el equipo real, las pérdidas de calor por filtraciones, fugas, y aislamientos, son mucho más representativas que las encontradas a través de las paredes físicas del secador. Un resultado similar es reportado para un equipo de secado piloto similar en el trabajo de Ali et al. [3].
- Las pérdidas obtenidas en el ajuste del balance de masa y energía deberán ser usadas en la simulación numérica CFD para obtener temperaturas internas y de salida similares a las presentadas en las mediciones experimentales.

Los resultados obtenidos para \dot{Q}_{losses} ajustado en Matlab para cerrar el modelo 0-dimensional se utilizan en el caso de simulación #2 de simulación CFD, y se incorporan como una condición de frontera como pérdidas a través de las paredes.

Experimento 3. Comportamiento transitorio del flujo de aire Los resultados de algunas mediciones durante los primeros 5 minutos son presentados en la figura 6-7. Se observan grandes variaciones en la velocidad vertical del aire V_x lo cual permite apreciar la existencia de un comportamiento de naturaleza turbulenta. Para todos los casos se analizó el promedio acumulado (curva azul) contra el promedio absoluto (línea negra) durante 20 minutos.

Mediante un análisis cualitativo de los resultados se determinó que luego de 5 minutos la variación en el promedio acumulado de la velocidad axial medida por el termo-anemómetro

Figura 6-5: Experimento 2.2- Variables de control y de respuesta para modelo 0-dimENSIONAL del experimento 2.2 (base).

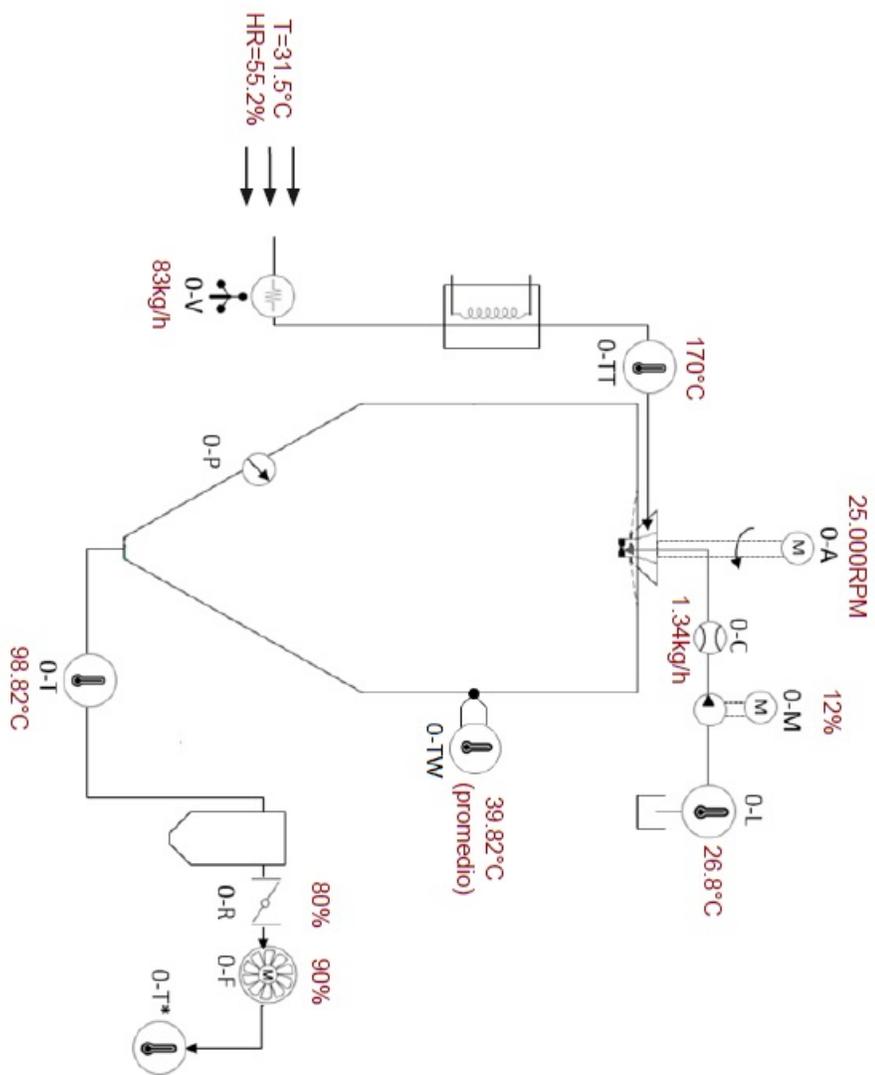
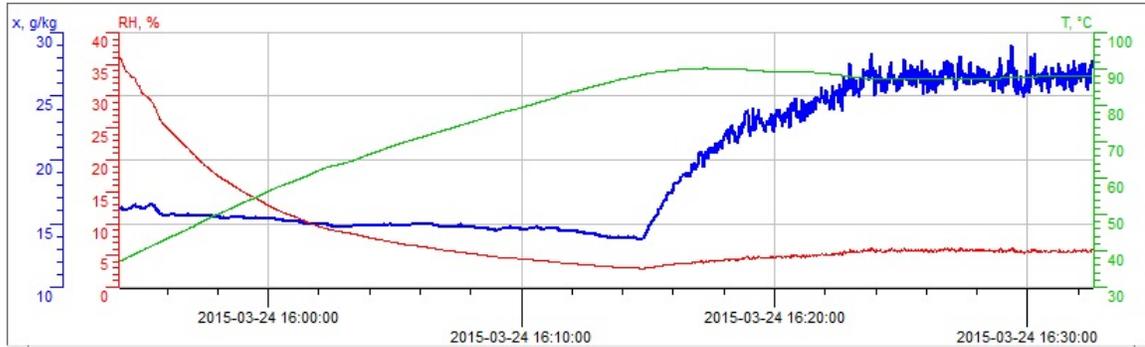


Figura 6-6: Experimento 2. Estabilización de parámetros dentro de la cámara de secado. Línea roja: Humedad relativa del aire (%RH), línea azul: Relación de mezcla vapor / aire ($gr_{vap}/kg_{air_{dry}}$), línea verde: Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)



no resultaba significativa, razón por la cual se estableció este valor como el tiempo de medición por punto en los experimentos principales.

El comportamiento inestable de la velocidad encontrado ratifica lo mencionado por Kieviet y Kerkhof [36], quienes argumentan que la velocidad promedio por si misma no presenta suficiente información para describir el campo de velocidades del aire. Por esta razón se incluye en la descripción el cálculo de los valores RMS (intensidad de la turbulencia) y la relación entre el valor RMS y la energía cinética del flujo (energía cinética turbulenta).

6.2. Campo de velocidad, humedad y temperatura del aire: Comparación modelo CFD con módulo experimental II.

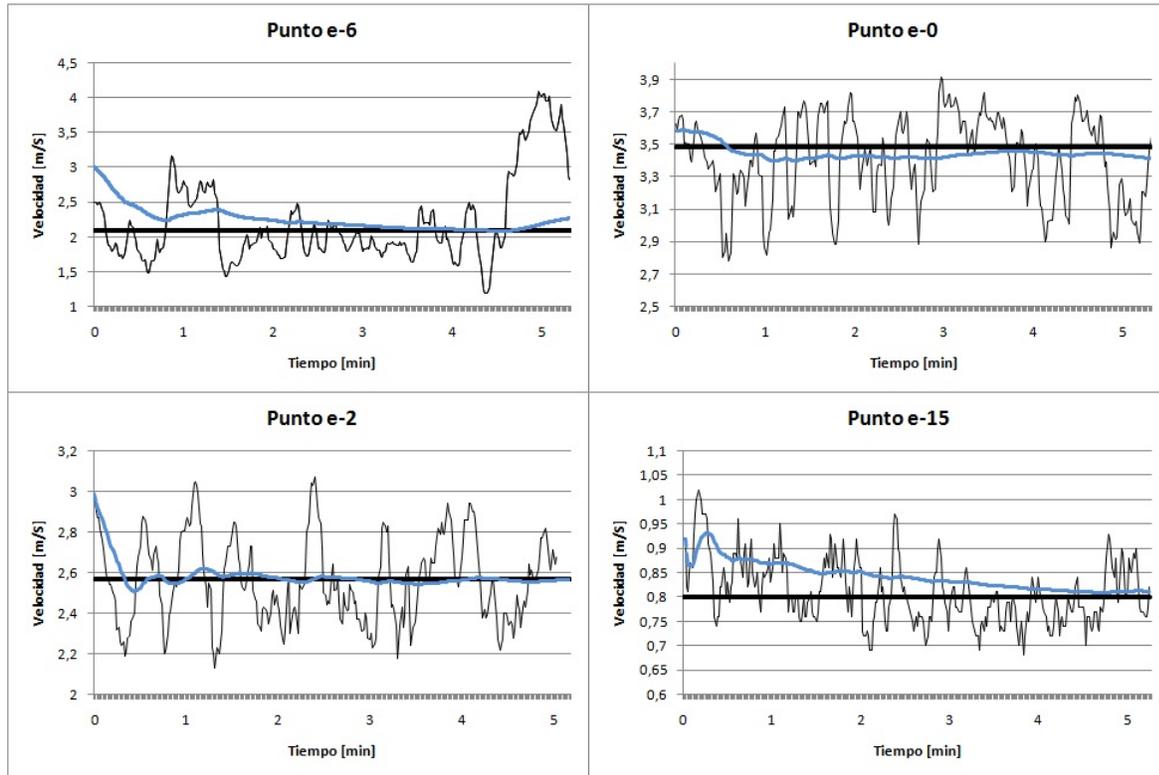
6.2.1. Parte I. Campo de velocidad del aire

El campo de velocidad es descrito en términos del patrón de flujo de aire, la corriente central y el campo de velocidades axiales (U_x) al interior de la cámara de secado. Tal como se estableció en el capítulo 4 y capítulo 5, la descripción es realizada solo con fase continua, sin atomización de líquido. Para comparar los resultados experimentales con los numéricos se realiza un promedio de valores en el tiempo, con un criterio similar a la planteada por el esquema RANS de turbulencia.

Patrón de flujo del aire

El patrón de flujo del aire representa la dirección general del flujo al interior de la cámara. El resultado numérico de este patrón para los casos de simulación 1.1, 1.2 y 1.3, con flujos máxicos respectivamente de 103 kg/h, 126 kg/h y 145 kg/h, fue obtenido mediante la representación por vectores de dirección del aire y los resultados son presentados en la figura 6-8.

Figura 6-7: Experimento 3 - Determinación de tiempo mínimo requerido para medición. Se compara el promedio de velocidad (línea negra gruesa) con el promedio acumulado (línea azul) en diferentes puntos de la cámara de secado.

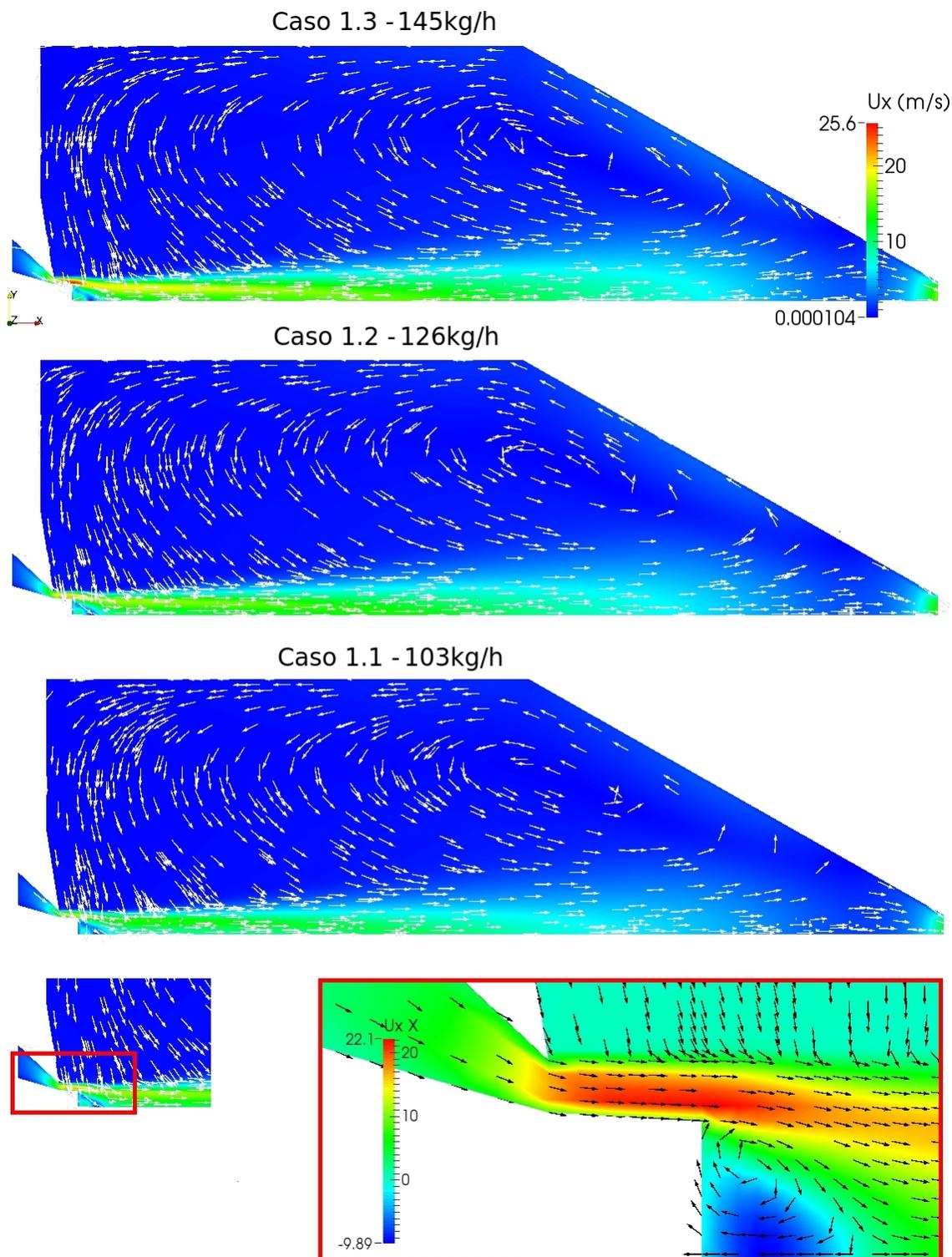


Se observa de forma general una corriente central tipo “jet” de alta velocidad y una zona de recirculación muy definida para todos los casos. Este comportamiento concuerda con los resultados encontrados en estudios de secadores por aspersion. El punto pivote de la zona de re-circulación es aparentemente igual en todos los casos. El flujo másico influye directamente en la extensión del chorro central. La velocidad máxima alcanzada por el flujo se encuentra fuera del difusor, donde la influencia viscosa de la pared del atomizador y una zona de muy baja velocidad de aire aumentan la velocidad del aire en este punto.

Debido a que el sensor de anemometría de hilo caliente no registra la dirección del flujo, y a que solo se midieron velocidades axiales, no fue posible determinar mediante esta técnica el patrón de flujo del aire. Para solucionar este inconveniente se utilizó una tirilla flexible, con la cual se registró cualitativamente la dirección axial del flujo de aire. Los resultados comparativos de este procedimiento experimental y de la simulación numérica son presentados en el cuadro 6-2.

Del cuadro 6-2 se observa de forma general que según la medición experimental, la zona de cambio de dirección del flujo se encuentra más cercana al eje de simetría axial que en los resultados numéricos de la simulación CFD. Según los datos experimentales, la zona de

Figura 6-8: Arriba y centro: Patrón de flujo de aire y contornos de velocidad axial U_x para diferentes flujos máscicos de aire (casos 1.1, 1.2 y 1.3). Obsérvese la extensión del chorro central para cada uno de los casos. Inferior: Detalle de la zona de re-circulación en la entrada, descrita habitualmente en chorros co-anulares.



cambio de dirección de flujo se va alejando del eje de simetría en posiciones axiales aguas abajo, donde aparece un fenómeno de inestabilidades direccionales. Estas fluctuaciones son reportadas por Southwell y Langrish [66] y no son observadas en la simulación numérica debido a que fue realizada en estado estable y la naturaleza de la obtención del promedio de propiedades transportadas del esquema de turbulencia RANS.

Por último, al ser la boquilla de ingreso del aire de tipo co-anular, en donde el atomizador presenta una obstrucción interna al flujo, se genera una zona de re-circulación bajo esta obstrucción. Esta zona es presentada también en la figura 6-8 y resulta habitualmente descrita en estudios exclusivos de chorros co-anulares como el realizado por Del Taglia et al. [14], aunque no reportada en muchos estudios específicos de secadores por aspersion debido a que presentan un tipo de boquilla de ingreso de aire diferente.

Cuadro 6-2: Dirección del flujo de aire en diferentes radiales normalizadas y líneas axiales según los datos experimentales y la simulación CFD.

$\dot{m}_{air,in} = 126kg/h$. El símbolo “+” representa una dirección positiva respecto al eje axial, el símbolo “-” una dirección negativa y una combinación de símbolos, por ejemplo “-+” representa una fluctuación en la dirección, predominando en este caso una dirección negativa.

Línea (pos. axial)	Distancia radial normalizada y/r												
	0	.026	.08	.13	.185	.21	.24	.26	.4	.53	.66	.79	
“g” 0.1m	+				+-	+-	-					Exp.	
	+									-	-	CFD	
“e” 0.3m	+				+-	+-	-					Exp.	
	+									-	-	CFD	
“d” 0.4m	+				+-	+	++-	-+	-				Exp.
	+									-	-	CFD	
“b” 0.6m	+				++-	+	-+	+-	-				Exp.
	+									-	-	CFD	

Campo de velocidad axial U_x del aire

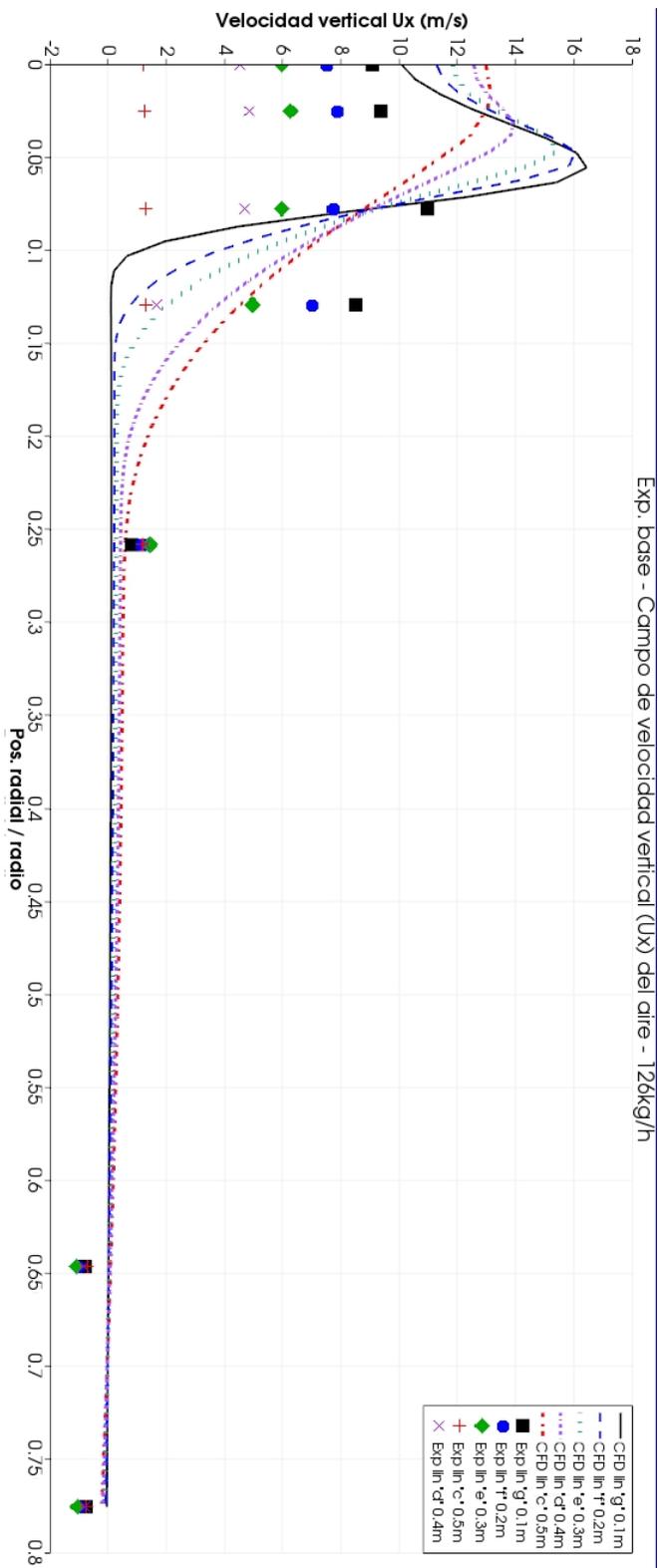
Promedio de la velocidad axial del aire En el esquema de turbulencia *RANS*, el valor instantáneo de una propiedad transportada, como la velocidad U_x , se describe en términos de su valor promedio y sus fluctuaciones. El valor promedio de dicha propiedad en un intervalo de tiempo corresponde al promedio de sus fluctuaciones en el mismo. De esta forma se puede establecer el campo de velocidades axiales medidas experimentalmente como el valor promedio de una serie de lecturas de velocidad discretas (fluctuaciones) en diversos puntos de la cámara de secado:

$$\bar{U}_x = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n U_{x_i} \quad (6.6)$$

Donde \bar{U}_x representa la magnitud promedio de la velocidad axial del aire en dicho punto. Los resultados experimentales son promediados durante 5 minutos de lecturas y son presentados en la figura 6-9 junto con los resultados numéricos, para un flujo másico de aire $\dot{m}_{air_{in}} = 126 \text{ kg/h}$. Los resultados de la comparación se describen a continuación:

- Tanto en los resultados experimentales como numéricos se observa la existencia de una zona de alta velocidad bien definida, la cual corresponde al chorro libre. Esta región posee las mayores velocidades y como resultado mayor energía cinética. En todos los casos el modelo numérico predice una mayor velocidad máxima de la corriente central.
- En ambos casos la velocidad del aire en el chorro central disminuye a medida que se analizan líneas inferiores (aguas abajo). Sin embargo, la tasa de reducción en la velocidad de la corriente central (decaimiento) predicha por el modelo CFD resulta insignificante en relación a la reducción y decaimiento de la velocidad medida experimentalmente, en donde en la línea “c”, los valores medidos indican el decaimiento completo del chorro.
- No existe una explicación satisfactoria al decaimiento completo del chorro entre las líneas “d” y “c”, aunque puede estar relacionada con la zona donde se inicia la recirculación.
- Respecto a la difusión y amplitud de la corriente central, según los datos experimentales, la corriente central tiene un diámetro considerablemente mayor que la simulada numéricamente, indicando que experimentalmente la difusión y aumento del diámetro de la corriente central se produce a una tasa mayor que lo establecido por el modelo CFD. Respecto al perfil de velocidades máximas por línea, tanto los datos experimentales como los numéricos indican que en líneas elevadas (g y f), las máximas velocidades no se presentan sobre el eje de simetría del chorro central. Para ambos casos, la zona de mayor velocidad se sitúa cerca al eje de simetría en líneas inferiores (línea “c”).
- La velocidad de recirculación resulta muy diferente en ambos casos. Según los datos experimentales, desde cierto punto de la periferia de la corriente central, la velocidad axial se vuelve negativa, lo cual determina el inicio de la zona de recirculación. Aunque el anemómetro de hilo caliente no permite determinar la dirección de la velocidad del aire, la inclusión de cintas flexibles en el sensor permitió establecer desde dónde aparece esta zona de recirculación con velocidades axiales negativas.
- La magnitud de la velocidad de recirculación medida experimentalmente es superior a la determinada por el modelo numérico CFD. Las velocidades de recirculación establecidas por el modelo CFD son muy inferiores respecto a la velocidad de la corriente central.

Figura 6-9: Campo de velocidad axial U_x del aire para un flujo másico de aire de 126kg/h. La posición radial es normalizada respecto al radio de la cámara de secado. Se comparan los resultados del experimento 4.1 con los resultados del caso 1.2 de simulación CFD. Tanto el experimento 4.1 como el caso 1.2 poseen la misma configuración de variables de control.



- La zona de inicio de recirculación se encuentra considerablemente más cerca al eje de simetría según los resultados experimentales.

Intensidad de la turbulencia y energía cinética turbulenta del campo de velocidades axiales Según los resultados del experimento #3 se concluye que otros indicadores importantes para la determinación del campo de velocidades son la intensidad de la turbulencia y la energía cinética turbulenta “k”. La intensidad de la turbulencia es evaluada a partir de la fuerza de la turbulencia (Valor RMS de la velocidad del aire), la cual se define de la siguiente forma para una serie de datos discretos x-espaciados:

$$U_{x_{rms}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (U_{x_i} - \bar{U}_x)^2} \quad (6.7)$$

Donde el promedio del cuadrado de las perturbaciones $\overline{U'^2}_n = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (U_{x_i} - \bar{U}_x)^2$. La intensidad de la turbulencia I_{t_x} (%) es evaluada como la relación entre la fuerza de la turbulencia $U_{y_{rms}}$ y el valor promedio de la velocidad \bar{U}_x :

$$I_{t_x} = \frac{U_{x_{rms}}}{\bar{U}_x} * 100 \% \quad (6.8)$$

La energía cinética turbulenta es comúnmente descrita como $k = \frac{1}{2}(\overline{U'^2}_x + \overline{U'^2}_y + \overline{U'^2}_z)$. Para la medición experimental no son evaluadas las velocidades U_y y U_z , la energía cinética turbulenta es obtenida solo para las perturbaciones axiales, así $k_x = \frac{1}{2}\overline{U'^2}_x$, y dado que $\sqrt{\overline{U'^2}_x} = U_{x_{rms}}$:

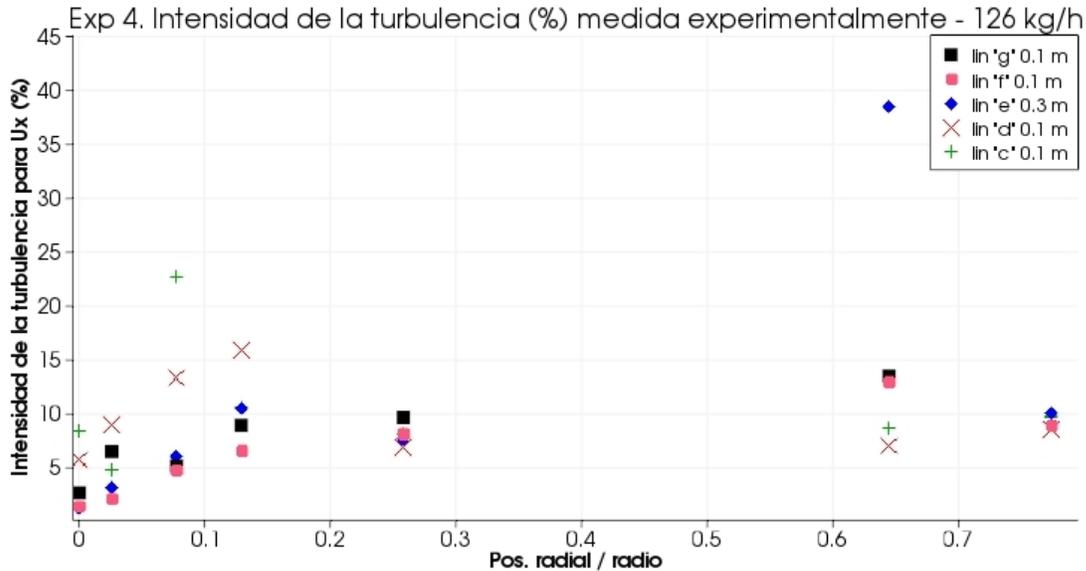
$$k_x = \frac{1}{2}\overline{U'^2}_x = \frac{1}{2}I_{t_x}^2 \bar{U}_x^2 \quad (6.9)$$

Para los 3 diferentes flujos máscicos de aire descritos en los casos de simulación 1.1, 1.2, y 1.3, y experimentos 4.1, 4.2 y 4.3, la corriente de entrada en el chorro anular es turbulenta. El número de Reynolds para un chorro anular fue calculado con la velocidad a granel a la entrada del difusor y el diámetro hidráulico D_h del difusor, siendo $D_h = 4 A_{wet}/P_{wet}$. En este caso A y P corresponden al área y perímetro mojado [14]. Para los flujos máscicos de aire de 126 kg/h, 103 kg/h y 145 kg/h, los números Reynolds correspondientes son $Re = 22800$, $Re = 18700$, y $Re = 26300$.

La figura 6-10 presenta los resultados de la intensidad de la turbulencia en diversas posiciones axiales y radiales de la cámara de secado por aspersión. La intensidad de la turbulencia es obtenida aplicando las ecuaciones 6.7 y 6.8 a los registros experimentales de velocidad axial obtenidos en la aplicación del experimento 4.2 (base) con un flujo máscico de aire de 126 kg/h. La interpretación de los resultados presenta lo siguiente:

- Los menores valores de intensidad de la turbulencia se presentan en las líneas superiores (g y f) del chorro central. La intensidad de la turbulencia aumenta gradualmente en líneas inferiores.

Figura 6-10: Intensidad de la turbulencia para la velocidad axial del aire (U_x) -
Exp. 4.1- Base



- En todos los casos, las zonas más estables del chorro central se encuentran en el eje de simetría. Las zonas con mayor inestabilidad de la corriente central se encuentran en la zona de frontera con su periferia.
- En las zonas de recirculación se encuentra una zona con un elevado valor de fluctuaciones sobre la línea "e". En otras líneas, la intensidad de la turbulencia se mantiene entre el 5 % y el 20 %.
- Se obtiene que la intensidad de la turbulencia (%) encuentra sus puntos extremos en el chorro libre central. Mientras que en lugares cercanos a la entrada del aire (línea "g", puntos 0, 1, 3) presenta valores cercanos al 2%, aguas abajo en las líneas "b" y "a" se presentan los máximos valores, en el orden del 37 % y 45 % respectivamente. A partir de los perfiles de intensidad de la turbulencia en el chorro central se observa que a medida que la velocidad disminuye aguas abajo, la intensidad de la turbulencia aumenta. En la periferia del chorro central, la intensidad de la turbulencia se mantiene en un rango entre el 5 % y el 20 %, siendo las mayores inestabilidades encontradas en las líneas superiores.

La figura 6-11 presenta la comparación de la tendencia de los resultados numéricos y experimentales de la distribución de energía cinética turbulenta en diferentes posiciones al interior de la cámara de secado. Los datos experimentales de k se determinan aplicando la ecuación 6.9 a los valores experimentales de intensidad turbulenta obtenidos. Debido a que el modelo numérico predice valores de k muy superiores a los experimentales, la discusión se plantea en torno a las tendencias, donde se puede encontrar lo siguiente:

- El valor máximo de energía cinética turbulenta establecida por el modelo numérico es 30 veces superior al medido experimentalmente.
- Debido a que la energía cinética turbulenta es proporcional al cuadrado de los valores medios de la intensidad de la turbulencia y el valor medio de velocidad, los mayores

valores de “k” son encontrados en posiciones donde el chorro mantiene una elevada velocidad axial e intensidad turbulenta.

- Aunque cuantitativamente diferentes, cualitativamente se observa una tendencia similar en los valores de k obtenidos mediante simulación CFD y experimentalmente, específicamente en líneas elevadas (g y e). En líneas inferiores, la tendencia de los datos experimentales cambia debido al rápido decaimiento del chorro y una disminución de la velocidad axial del mismo.
- La zona de mayor energía cinética turbulenta según los resultados del modelo numérico CFD presentados en la figura 6-12 se encuentra en la corriente central, en posiciones donde la corriente central de elevada velocidad se encuentra con la zona de baja velocidad (periferia).

Decaimiento de la corriente central La velocidad axial U_x del aire en el chorro central para un flujo de aire de entrada de 126 kg/h es presentada en la figura 6-13. Cada curva corresponde a la magnitud de la velocidad U_x en diferentes posiciones radiales y a una distancia normalizada axial aguas abajo D_h/x , donde el D_h corresponde al diámetro hidráulico de la salida y x a la distancia aguas abajo desde el difusor.

Para posiciones radiales $y = 0 \text{ m}$ y $y = 0,01 \text{ m}$ se observa en los resultados de la simulación CFD una zona de velocidad negativa, la cual esta relacionada con la zona de recirculación debajo del atomizador. Estas velocidades negativas no son observadas experimentalmente debido a que la posición axial más elevada medida se encuentra en la línea “g” a $0,10 \text{ m}$ del atomizador. Para ambos casos se observa una pendiente de decaimiento en la velocidad U_x similar. Sin embargo mientras que el decaimiento inicia inmediatamente según los datos experimentales, en la simulación CFD inicia bastante después, con $D_h/x = 14$ para el eje de simetría, y $D_h/x = 10$ a una distancia radial de $0,01 \text{ m}$ del eje de simetría ($y = 0,01 \text{ m}$).

Aunque los resultados experimentales indican una tendencia generalizada al decaimiento del chorro, la simulación CFD indica que en algunos casos la velocidad axial aumenta en algunos rangos de posiciones axiales. Mientras que en posiciones axiales cercanas al difusor de ingreso ($x = 0,1 \text{ m}$, $x = 0,3 \text{ m}$) las mayores velocidades se encuentran fuera del eje de simetría, en posiciones inferiores $x > 0,5 \text{ m}$, las mayores velocidades son encontradas sobre el eje de simetría $y = 0$. Aunque en casi todos los casos la velocidad del chorro predicha por el modelo CFD es mayor a la medida experimentalmente, para la posición radial $y = 0,05 \text{ m}$ se encuentra que hasta $D_h/x = 8$, se obtienen mediciones experimentales de velocidad mayores a las indicadas por la simulación CFD. Esto es un indicador que experimentalmente el chorro central se expande radialmente más rápidamente, razón por la cual las lecturas experimentales de velocidad son generalmente inferiores a las indicadas en la simulación CFD.

Por último se observa que el chorro predicho por la simulación CFD posee una tasa de decaimiento y una expansión radial menor. Mientras que las mediciones experimentales indican que en la posición $D_h/x = 12$ el chorro central decae casi completamente, en la simulación CFD su extensión es mucho mayor y ni aún en la posición $D_h/x = 30$ se observa su decaimiento completo.

Figura 6-11: Gráfica comparativa de la tendencia de distribución de la energía cinética turbulenta k (m^2/s^2) en diferentes posiciones al interior de la cámara de secado por aspersión según los resultados numéricos y las mediciones experimentales. Debido a que el modelo numérico predice valores muy superiores a los medidos experimentalmente, los resultados se presentan en dos escalas distintas.

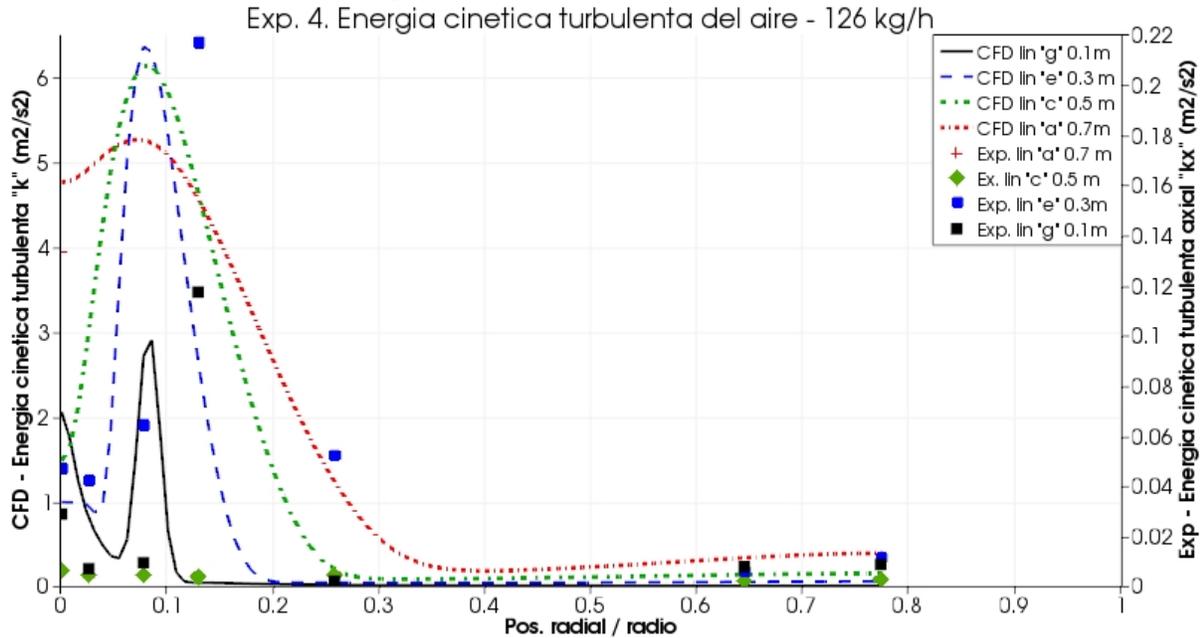


Figura 6-12: Perfiles de energía cinética turbulenta según los resultados del modelo numérico CFD para el caso 1.2 (base) $m_{air_{in}} = 126 \text{ kg/h}$.

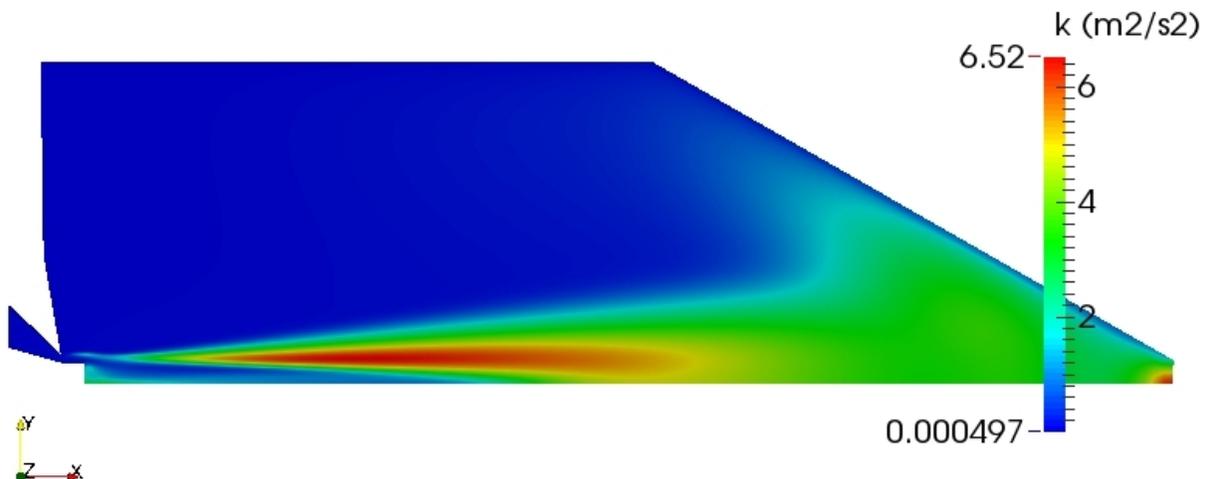
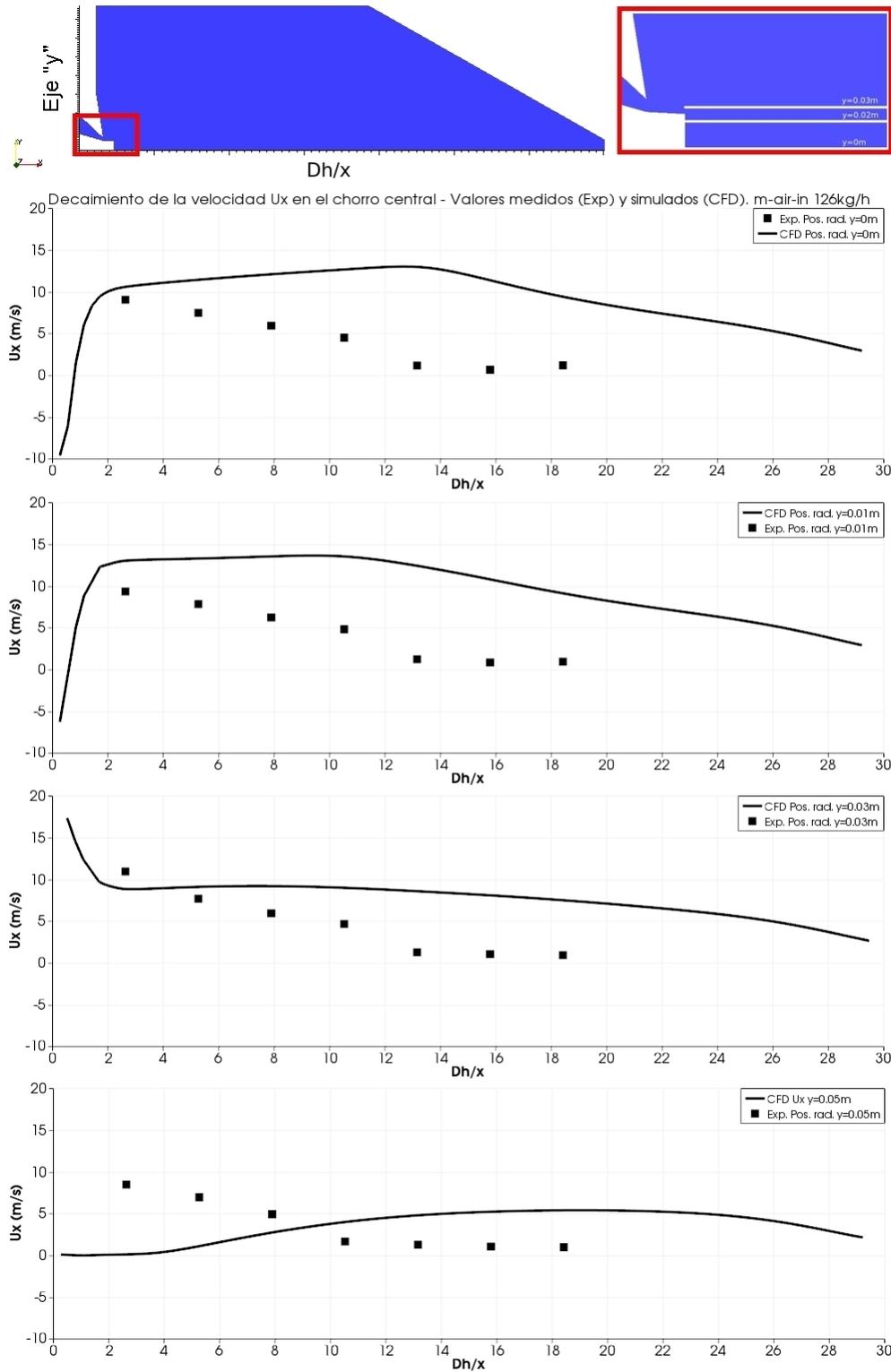


Figura 6-13: Decaimiento de la velocidad axial U_x para distintas posiciones radiales del chorro central a lo largo de la distancia normalizada D_h/x , donde D_h representa el diámetro hidráulico co-anular y x la posición axial aguas abajo. Se comparan los resultados de la simulación CFD con datos experimentales. Aquí $\dot{m}_{air_{in}} = 126 \text{ kg/h}$.



Efecto del flujo másico $\dot{m}_{air\,in}$ de ingreso en el campo de velocidad del aire

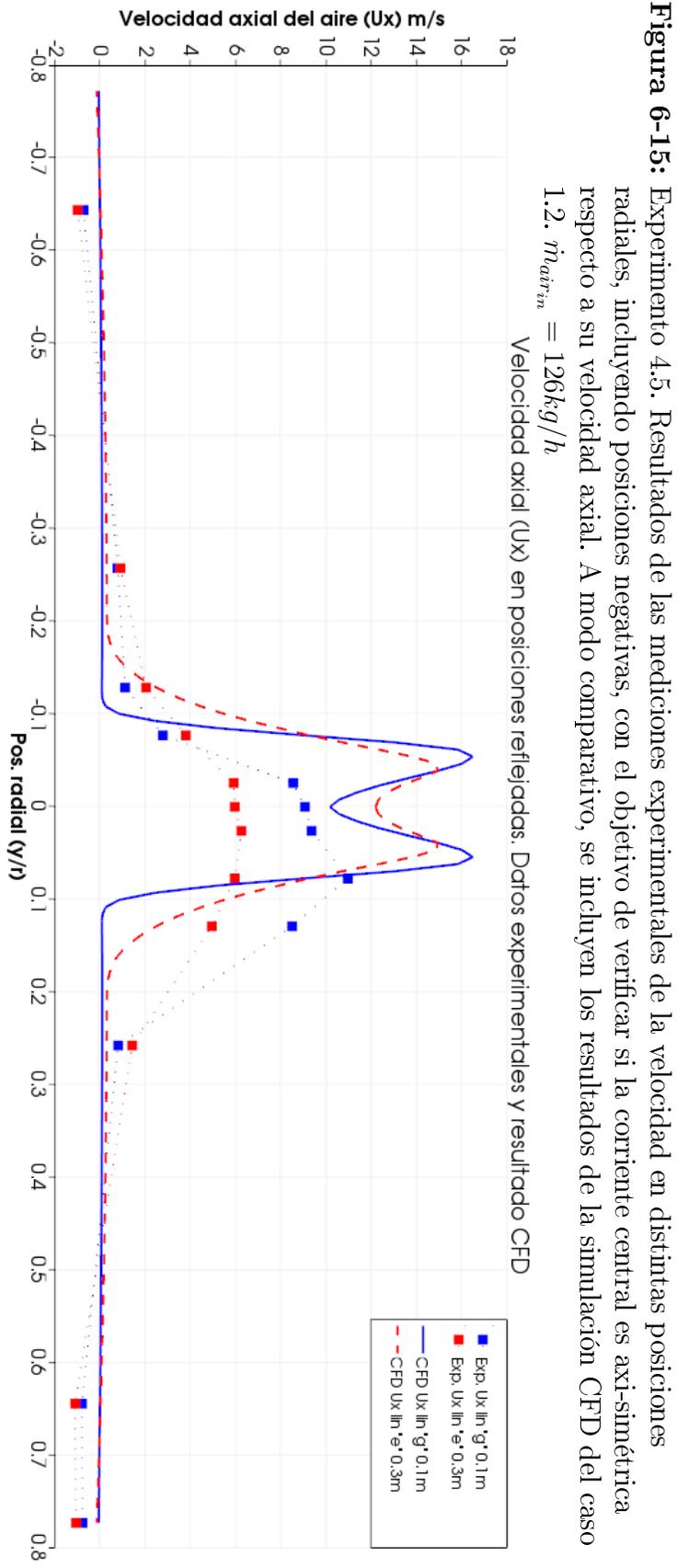
El efecto del cambio en el flujo másico de aire, realizado experimentalmente en los módulos 4.1 y 4.3, y en los casos de simulación numérica 1.2 y 1.3, se presenta en la figura 6-14. Tanto para las mediciones experimentales y los resultados numéricos se observa que existe un comportamiento “proporcional”, donde mayores flujos másicos de aire representan mayores velocidades de chorro central y en la zona de recirculación. Para los resultados numéricos, el cambio en el flujo másico no modifica los puntos de confluencia entre la corriente central y su periferia. De forma general se observa que los resultados y tendencias obtenidos en el campo promedio de velocidad axial del aire se mantiene con mayores o menores flujos másicos de aire.

Simetría radial del campo de velocidad Debido a que el modelo CFD es axi-simétrico, la simetría radial del campo de velocidad es analizada principalmente desde el punto de vista experimental. El parámetro de comparación es la magnitud de la velocidad axial. Los resultados del experimento 4.5 indican que el equipo no presenta simetría radial y se observan en la figura 6-15. Se presenta una marcada diferencia entre las velocidades de puntos radiales positivos vs los puntos radiales reflejados especialmente en las líneas superiores del chorro central. Se observan discrepancias de hasta el 200 % en la velocidad axial “ U_x ” medida en la línea “g” en posiciones radiales normalizadas $y/r = 0,08$ y $y/r = -0,08$ para el experimento base (4.1). En la periferia del chorro se observan también diferencias, especialmente en líneas inferiores, indicando que las zonas de re-circulación poseen mayores velocidades en los puntos radiales positivos.

Este comportamiento de asimetría radial se mantiene con diferentes flujos másicos de aire y los resultados se observan en la figura 6-16, en donde se evidencia que las zonas radiales “positivas” presentan una magnitud de la velocidad axial mayor que las zonas radiales reflejadas, y como consecuencias experimentan campos de velocidades diferentes. Los resultados presentan argumentos suficientes para determinar que el campo de velocidades en este secador específico es asimétrico circunferencialmente.

La asimetría en las magnitudes axiales del campo de velocidad son probablemente causadas por un error en el posicionamiento del atomizador en este secador en específico. La figura 6-17 presenta una foto de la sonda y el difusor visto desde la parte inferior de la cámara de secado. Se observa que el centro geométrico del atomizador esta desfasado con el centro geométrico del difusor de entrada del aire. Debido a que una menor área de salida implica un menor flujo másico, se procedió a medir la velocidad axial del aire directamente en la salida del difusor de entrada en puntos positivos y reflejo. El flujo másico fue reducido en comparación a los experimentos anteriores para proteger el sensor de hilo caliente. La figura 6-18 presenta en detalle la ubicación de los puntos de medición y la distancia entre el radio del difusor y el radio del disco ($r_{dif} - r_{disk}$) en el punto de medición.

Los resultados de la medición se presentan en el cuadro 6-3. Se encuentra que la mayor velocidad del aire se encuentra en el punto con mayor área de ingreso (+3.5). El punto reflejo (-3.1) presenta una menor área de referencia y una menor velocidad de aire, concluyendo que el chorro presenta un flujo másico considerablemente mayor en las zonas con mayor área de referencia de ingreso del aire y no es simétrico radialmente. La intensidad de la turbulencia



obtenida aplicando la ecuación 6.8 en la página 79 , encontrando que en ambas mediciones se presentan valores cercanos al 1.5 %, siendo este similar al 2 % obtenido por Kieviet y Kerkhof [36].

Figura 6-16: Experimento 4.5. Velocidad axial U_x en distintas posiciones radiales, incluyendo posiciones negativas. Resultados experimentales con diferentes flujos máscicos.

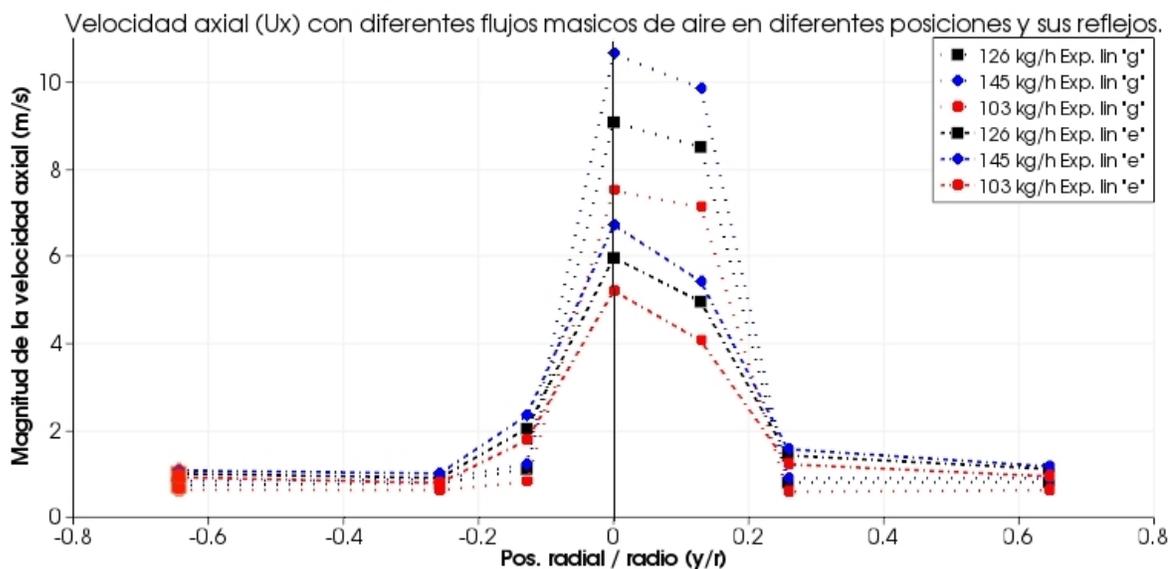
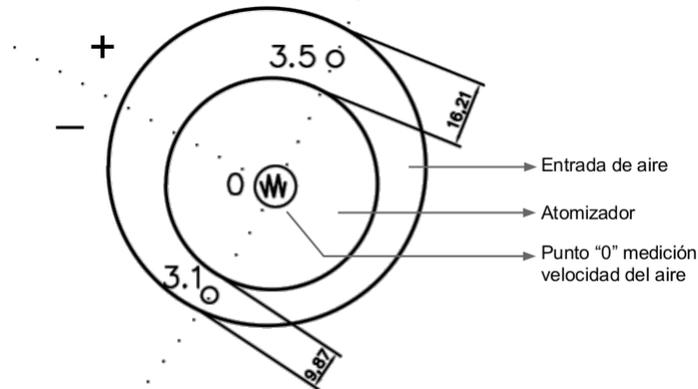


Figura 6-17: Experimento 4.5. Detalle del difusor de ingreso de aire al secador. Se observa la asimetría del atomizador frente al ducto anular.



Figura 6-18: Experimento 4.5. Detalle de puntos de medición y asimetría anular del difusor de entrada. Medidas en mm.



Cuadro 6-3: Velocidad axial del flujo de aire a la salida del difusor

Línea de medición	Punto de medición	$T_{air_{in}}$ °C	$\dot{m}_{air_{in}}$ (kg/h)	U_x (m/s)	Intensidad de la turbulencia T_i (%)
En la pared superior	+3.5	T_∞	73	19.2	1.5 %
	-3.1			11.8	

6.2.2. Evaluación de alternativas para mejorar el comportamiento del modelo CFD

Planteamiento del problema

El análisis de los resultados del campo de velocidad del aire y el decaimiento de la corriente central indica una discrepancia significativa entre los datos predichos por el modelo CFD y los medidos experimentalmente. En esta sección se realiza un análisis complementario respecto a las posibles razones y soluciones a esta discrepancia. Asimismo se evalúan de forma preliminar los efectos de una de estas alternativas, comparando nuevamente los datos simulados con la información experimental.

Uno de los resultados más importantes de la aplicación del plan experimental es la asimetría circunferencial de la corriente central, la cual fue discutida en los resultados del experimento 4.5. La causa probable es un posicionamiento asimétrico del disco atomizador sobre el difusor de entrada, y tiene implicaciones sobre el modelo axi-simétrico elegido para la simulación numérica, y descrito en el capítulo 4.

Para discutir las implicaciones, se compara en el cuadro 6-4 el tensor de esfuerzos de Reynolds para los componentes fluctuantes de la velocidad en las direcciones axial (x), radial (r) y circunferencial (θ) en 3 casos distintos. Para un chorro tridimensional asimétrico y anisotrópico, el tensor de esfuerzos de Reynolds se describe mediante las 9 componentes posibles. Sin

embargo, debido a que muchos chorros pueden presentar simetría circunferencial, tal como establece Pope [57], los esfuerzos en las direcciones uw y vw son removidos y el tensor de esfuerzos de Reynolds se describe por 5 componentes. Una última simplificación al problema se realiza al considerar el problema como 2D axi-simétrico. En este caso el tensor se simplifica a 4 componentes, al eliminar la velocidad circunferencial (en este caso el “swirl”).

Cuadro 6-4: Tensor de esfuerzos de Reynolds para los componentes fluctuantes de la velocidad en tres tipos de chorros libres.

$$\begin{array}{ccc}
 \text{Chorro 3D asimétrico} & & \text{Chorro 3D simétrico} & & \text{Chorro 2D (simétrico)} \\
 \left\{ \begin{array}{ccc} u^2 & uv & uw \\ uv & v^2 & vw \\ uw & vw & w^2 \end{array} \right\} & \rightarrow & \left\{ \begin{array}{ccc} u^2 & uv & 0 \\ uv & v^2 & 0 \\ 0 & 0 & w^2 \end{array} \right\} & \rightarrow & \left\{ \begin{array}{cc} u^2 & uv \\ uv & v^2 \end{array} \right\}
 \end{array}$$

De la simplificación realizada en el modelo CFD, al asumir el chorro central como 2D axi-simétrico, las componentes del tensor uv , vw y uw son ignoradas del promedio de fluctuaciones realizada en el enfoque RANS. En el enfoque RANS este promedio se realiza mediante la aproximación de Boussinesq, en donde por ejemplo para la dirección axial “x”, se relaciona una promediación de fluctuaciones del tensor con la difusividad turbulenta y con la viscosidad turbulenta, como se indica en el cuadro 6-5.

Cuadro 6-5: Aproximación de Boussinesq desde el tensor de componentes fluctuantes de la velocidad axial

$$\begin{array}{ccc}
 \text{Promediación RANS en dirección axial del tensor de esfuerzos} & \text{Aproximación de Boussinesq} & \text{Aproximación difusividad turbulenta a viscosidad turbulenta} \\
 \frac{\overline{\rho \partial(u' \phi')}}{\partial x} \quad \frac{\overline{\rho \partial(v' \phi')}}{\partial y} \quad \frac{\overline{\rho \partial(w' \phi')}}{\partial z} & \approx \quad \Gamma_t \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} & \rightarrow \quad \Gamma_t \approx \mu_t
 \end{array}$$

En los modelos RANS basados en el transporte de k y ϵ , como en el RNG que es usado para la simulación CFD, la viscosidad turbulenta μ_t , esta definida en términos de la energía cinética turbulenta k , la disipación turbulenta ϵ , una constante de viscosidad turbulenta C_μ y la densidad del fluido ρ mediante $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$. La viscosidad turbulenta calculada por el modelo de turbulencia influye en el transporte de momentum por difusión en el término $div(\mu grad(u))$. Debido a que diversos términos del tensor de esfuerzos de Reynolds para las componentes fluctuantes de la velocidad son ignorados en la promediación realizada por el esquema RANS, la viscosidad turbulenta calculada por el modelo resulta inferior al valor real, lo cual puede explicar la discrepancia obtenida entre los resultados de la simulación numérica y la medición experimental.

Posibles soluciones

Según el planteamiento realizado, existen dos posibles soluciones para la modificación de la viscosidad turbulenta calculada por el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG: La inclusión de todos los esfuerzos de Reynolds mediante un planteamiento espacial tridimensional asimétrico, y la variación de constantes del modelo de turbulencia.

La opción posiblemente más consecuente con el planteamiento realizado es usar una aproximación espacial 3D asimétrica. En esta solución, se realiza una discretización tridimensional y se modela de forma real la asimetría anular del difusor de ingreso para generar un campo de velocidades de ingreso variable radialmente. En este caso las funciones de pared asignadas al difusor de ingreso serían de gran importancia en la generación del perfil de velocidades y su variación radial. Al solucionar la grilla discretizada, el tensor de esfuerzos de Reynolds para los componentes fluctuantes de la velocidad usaría los 9 componentes descritos en el cuadro 6-4, y la predicción de la viscosidad turbulenta estaría más acorde con el comportamiento real.

La segunda opción propone el ajuste de la viscosidad turbulenta μ_t mediante la modificación de constantes del modelo de turbulencia. Por ejemplo para el modelo $k-\epsilon$ y $k-\epsilon$ RNG, la viscosidad turbulenta está relacionada con una constante de viscosidad C_μ mediante $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$. Asimismo, la energía cinética turbulenta k y la disipación turbulenta ϵ dependen entre otros aspectos de los coeficientes C_1 y C_2 del modelo. Mientras que los coeficientes C_1 y C_2 se incluyen en la ecuación de transporte de la disipación turbulenta ϵ que está dada por: $\frac{\rho \partial(\epsilon)}{\partial t} + \rho \text{div}(\epsilon \vec{U}) = \text{div}[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad} \epsilon] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$. La modificación de los coeficientes C_1 y C_2 cambia la tasa de creación y/o destrucción de la disipación turbulenta, lo cual tiene un efecto en el cambio en la viscosidad turbulenta, y por último una modificación en la energía cinética turbulenta k . El modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG posee otras constantes que pueden modificar la viscosidad turbulenta, como la constante de rotacionalidad α_s , más no son contempladas en este análisis.

Como se mencionó, realizar la simulación con una grilla tridimensional con un campo de velocidades de ingreso asimétrico puede resultar la opción más consecuente. Respecto a este aspecto, el solucionador usado en OpenFOAM para el acople euleriano-lagrangiano durante el proceso de atomización, *SprayFOAM*, trabaja de forma nativa en estado transitorio. En pruebas preliminares realizadas en modelos axi-simétricos con atomización, los tiempos de simulación requeridos para la estabilización de la temperatura y humedad a la salida del equipo resultaron mayores a 5 días por caso. Este es un indicador que la implementación y evaluación de esta alternativa también demandará mayores tiempos y costos computacionales.

En este sentido, en esta evaluación preliminar de las discrepancias obtenidas, se realiza aquí la modificación de las constantes de la viscosidad turbulenta, con el objetivo exclusivo de evaluar los efectos que se generan mediante la variación de la magnitud de esta viscosidad. De esta manera se pueden indicar posibles rutas de avance, ajuste y mejoramiento para trabajos posteriores en este campo.

Evaluación preliminar del efecto de la variación de la viscosidad turbulenta

La variación de la viscosidad turbulenta puede realizarse de diferentes formas. Una aproximación experimental como la planteada por Fellouah y Pollard [16] implica la medición de

las escalas de longitud de la turbulencia l . A partir del valor de l es posible determinar el valor de la disipación turbulenta ϵ , donde $\epsilon = C_\mu \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}$, teniendo en cuenta que k fue obtenido de mediciones experimentales, tal como se presenta en la ecuación 6.9.

Esta aproximación encuentra diversas limitaciones prácticas en el presente estudio. Aunque es posible medir esta escala con mediciones puntuales mediante la aplicación de la hipótesis de Taylor para turbulencia, las condiciones requeridas para obtener resultados válidos muy rara vez se cumplen en flujos turbulentos prácticos [20]. Otra limitación es la frecuencia de muestreo del equipo de anemometría de hilo caliente usado en este estudio (1 Hz max), la cual limitaría tanto los resultados de la aplicación de la hipótesis de Taylor como las mediciones de la energía cinética turbulenta. Según Fraser et al. [20], para obtener resultados adecuados, la medición de longitud de las escalas de la turbulencia requiere un enfoque experimental especial, en donde es requerido medir simultáneamente dos puntos de la correlación espacial, donde puedan calcularse las escalas de la turbulencia.

Según estas dificultades encontradas, se evalúan los efectos de la variación de la constante C_μ mediante una matriz de experimentos. Se elige variar directamente el valor de C_μ y no las constantes debido a que a simple vista, el efecto de la manipulación de C_μ sobre la viscosidad turbulenta μ_t resulta más directo y conceptualmente evidente. La tabla muestra los distintos valores de C_μ probados, y su error promedio sobre los diversos puntos de medición.

Para realizar la variación se usó el caso de simulación CFD 1.2 (caso base) para probar distintos valores de C_μ en tres posiciones radiales $y/D_h = \{0, 0,79, 1,31\}$ y en cinco distancias axiales aguas abajo $x/D_h = \{2,63, 5,26, 7,89, 10,52, 13,15\}$ donde D_h representa el diámetro hidráulico del difusor. Se calcula el error cuadrático medio (ECM) $(U_{x(y/D_h)} - U_{x_{exp}(y/D_h)})^2$ de todos los datos aguas abajo para cada posición radial y/D_h , y finalmente se computa el promedio global de los errores para cada constante de viscosidad turbulenta C_μ . Los resultados de la matriz de experimentos se presentan en el cuadro 6-6.

Cuadro 6-6: Error cuadrático medio (ECM) para cada posición radial y/D_h y valor promedio del error cuadrático medio. Para cada posición radial el error se calcula con referencia a los resultados experimentales de 5 lecturas de velocidad axial U_x en diferentes posiciones aguas abajo x/D_h .

Coeficiente C_μ	ECM $y/D_h = 0$	ECM $y/D_h = 0,79$	ECM $y/D_h = 1,31$	Promedio global ECM
0,0845 (estándar $k - e$ RNG)	54,57	17,5	19,84	30,65
0,15	3,81	1,33	6,21	3,79
0,16	2,45	1,59	5,43	3,16
0,17	1,81	2,19	4,97	2,99
0,18	1,43	2,56	4,79	2,93
0,19	1,46	2,97	4,66	3,03

Los resultados presentados en el cuadro 6-6 indican que el ajuste de la constante de viscosidad turbulenta tiene un efecto positivo en la reducción del error cuadrático medio global en cada caso, en donde la mayor reducción del error se consigue usando un valor de C_μ de 0,18. Este valor de C_μ es utilizado para evaluar su variación en las simulaciones axi-simétricas aquí presentadas.

El efecto en el decaimiento simulado mediante la variación de C_μ se observa de forma más clara en la figura 6-19. Se presenta el valor de la velocidad axial U_x aguas abajo para tres diferentes posiciones radiales. De forma general, las velocidades simuladas aquí tienen una correspondencia mejor en relación a los resultados obtenidos con el coeficiente C_μ estándar del modelo. La variación se debe principalmente a la disminución de la longitud de la zona de transición característica de una corriente co-anular.

Otro aspecto observado es que con $C_\mu = 0,18$ no se presentan los mejores resultados en todas las situaciones. Mientras que los valores calculados sobre el eje de simetría son mejores con $C_\mu = 0,18$, sobre otras posiciones radiales se observa que en algunos casos las predicciones con un menor valor en la constante de viscosidad turbulenta $C_\mu = 0,15$ presenta mejores resultados, específicamente en el decaimiento inicial de la corriente central. Por esta razón se estima que el mejor valor de C_μ puede cambiar para cada zona discretizada.

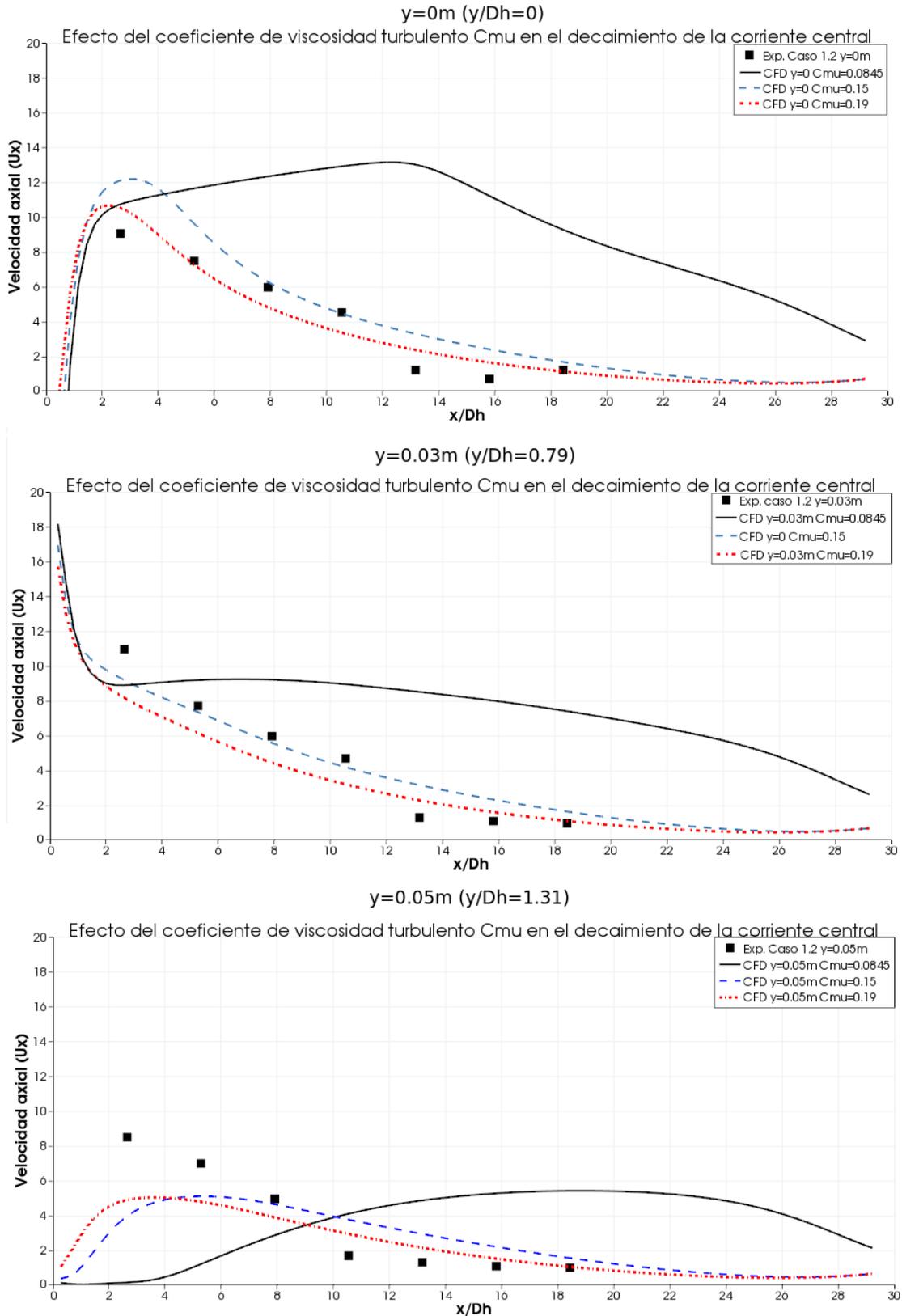
La disminución evidente en U_x en $x/D_h > 11$ puede deberse al inicio de la zona de recirculación principal del chorro hacia los extremos de la cámara de secado. Los mayores errores en los cálculos mediante la variación evaluada se observan en la posición radial $y=0,05$ m ($y/D_h = 1,31$). Aunque el error puede estar relacionado con una mayor viscosidad turbulenta en esta zona inicial del chorro central, se contempla también un pequeño desfase entre la posición radial real, la cual se basa en un eje de simetría sobre el centro del disco atomizador simétrico con el difusor de ingreso, y la posición radial simulada numéricamente.

Como se mencionó, mediante la variación evaluada se logra una mejor correspondencia con la información experimenta en la longitud de la zona de transición de la corriente central. La corriente de chorros co-anulares se caracteriza principalmente por la existencia de 3 zonas definidas: una zona inicial de recirculación, donde la velocidad axial es negativa sobre el eje de simetría, una zona de transición, y una zona de corriente desarrollada, donde el comportamiento es similar al de un chorro circular e inicia el decaimiento en la velocidad axial. A modo comparativo, se presenta en el cuadro 6-7 la posición calculada por el modelo CFD con diversas variaciones de C_μ , el valor de C_μ por defecto, y los resultados de las mediciones de dos estudios relevantes. No se incluyen las mediciones experimentales realizadas en este trabajo al no poseer datos en posiciones axiales $x/D_h < 2$.

Del cuadro 6-7 se observa lo siguiente:

- En la zona de recirculación todos los casos presentan un comportamiento similar. La mayor longitud de la zona de recirculación es calculada donde el uso de C_μ estándar del modelo (0,0845) presenta una pequeña sobrepredicción de esta longitud.
- Para la zona de transición, las mediciones experimentales de Del Taglia et al. [14] y de Danlos et al. [13] establecen una extensión similar. La simulación CFD con C_μ estándar (0,0845) sobre-predice aproximadamente 20 veces la extensión de esta zona. La variación

Figura 6-19: Efecto de la constante de viscosidad turbulenta C_μ en el decaimiento de la velocidad axial para el caso 1.2 (caso base). Comparación con datos experimentales y con el valor predeterminado de $C_\mu = 0,0845$ del modelo de turbulencia $k - \epsilon$ RNG



de la constante de viscosidad turbulenta C_μ a 0,18 disminuye la longitud de esta zona significativamente, no obstante aún sobreestimando su extensión aproximadamente 3 veces.

Cuadro 6-7: Posición de las zonas de recirculación y transición en una corriente central co-anular sobre el eje de simetría ($x/D_h=0$). Comparación entre resultados de la simulación CFD del caso 1.2 con $C_\mu=0,0845$, variación de $C_\mu = 0,18$, y mediciones experimentales de estudios similares.

Caso de referencia	Zona de recirculación x/D_h	Zona de transición x/D_h
Caso 1.2 $C_\mu = 0,0845$	$0 \rightarrow 0,75$	$0,75 \rightarrow 13$
Caso 1.2 $C_\mu = 0,18$	$0 \rightarrow 0,56$	$0,56 \rightarrow 2,2$
Mediciones Del Taglia et al. [14]	$0 \rightarrow 0,4$	$0,4 \rightarrow 0,96$
Mediciones Danlos et al. [13]	$0 \rightarrow 0,55$	$0,55 \rightarrow 1,2$

Evaluación de la variación y los efectos sobre el campo de velocidad del aire

Usando el valor de $C_\mu = 0,18$ obtenido de la matriz de experimentos descrita en el cuadro 6-6, se vuelve a correr el caso de simulación 1.2 (caso base) con las mismas condiciones y configuración, exceptuando el valor de la constante de viscosidad turbulenta. Los nuevos resultados del caso 1.2, comparando la nueva velocidad axial simulada con el modelo CFD con los datos experimentales se presentan en la figura 6-20 y se observa lo siguiente:

- Cualitativamente, respecto a los resultados presentados en la figura (6-9), se logra una mejor simulación respecto a las velocidades axiales máximas por posición línea (posición axial) y se mejora considerablemente la modelación de la expansión del chorro central. Existen, sin embargo, discrepancias en la extensión del chorro predicha numéricamente especialmente en las líneas “g” y “f”.
- Otro aspecto en el cual se una mejor correspondencia con la información experimental es el decaimiento de la velocidad en el chorro central. Este aspecto ya fue analizado con anterioridad en la figura (6-19) y en la discusión sobre la evaluación de la variación de la constante C_μ en del modelo de viscosidad turbulenta. No obstante, en relación a los resultados experimentales, el modelo con la variación del valor de la viscosidad turbulenta simula velocidades un poco mayores en líneas elevadas, e inferiores en líneas intermedias (e y d).
- En la línea “c” la velocidad medida de la corriente central se reduce en una proporción muy superior a la esperada. Como se discutió en los resultados iniciales del campo de velocidad, no se puede explicar dicho comportamiento. Naturalmente, el modelo falla en su simulación, a pesar de que con la variación evaluada se esperaba un menor error frente a esta línea.
- La velocidad de recirculación en la periferia del chorro simulada por el modelo CFD sigue siendo inferior a la medida experimentalmente, aunque la diferencia no es tan

marcada como la obtenida en la simulación con el valor por defecto de la constante de viscosidad turbulenta C_μ .

- La discrepancia en la extensión del chorro central (líneas “g” y “f”) puede estar relacionada con una desviación del chorro. Según los registros del cuaderno de experimentos, al colocar múltiples tirillas flexibles, se observó una desviación de las mismas hacia la zona radial positiva. Los resultados de la figura 6-15 dan un indicio similar.
- Los contornos y vectores de velocidad igualmente presentados en la figura 6-20 indican que el vértice de la zona de recirculación es desplazado a una posición axial superior. Sin embargo, radialmente, la posición permanece aparentemente constante.

Evaluación de la variación y los efectos sobre el flujo másico en el campo

La figura 6-21 presenta los resultados comparativos del efecto del flujo másico de aire $\dot{m}_{air_{in}}$ en el campo de velocidad axial U_x para el caso 1.1, 1.2 y 1.3 con $\dot{m}_{air_{in}} = 103, 126$ y 145 kg/h y la constante de viscosidad turbulenta modificada $C_\mu = 0,18$. Estos resultados son comparados con las mediciones experimentales y con el caso de 1.2 sin la variación de la constante de viscosidad turbulenta. De las gráficas de resultados se puede observar lo siguiente:

- Se ratifica una mejora en la correspondencia entre la simulación CFD y los datos experimentales al realizar la variación de C_μ . El modelo CFD usando el valor por defecto de C_μ presenta una gran discrepancia con los datos experimentales de la velocidad axial, especialmente en líneas inferiores (e y d).
- En la línea “g” la simulación realizada por el modelo CFD mediante la variación de C_μ presenta las mayores discrepancias con los resultados experimentales. No obstante, las dificultades en la simulación pueden estar relacionadas con el desfase de la corriente central frente al eje de simetría, tal como se observa en la figura 6-15.
- Los resultados numéricos y experimentales concuerdan en que mayores flujos másicos de aire presentan mayores velocidades en la corriente central y velocidades de recirculación mayores.

Efecto de la temperatura del aire de ingreso en el campo de velocidad

Los resultados del efecto de la temperatura del aire de ingreso en el campo de velocidad del aire se presentan en la figura 6-22. Se comparan los datos experimentales (exp 4.4) con los resultados de la simulación CFD con la variación en la constante de viscosidad turbulenta del modelo $k - \epsilon$ RNG ($C_\mu = 0,18$).

Se observa de forma generalizada que el efecto directo del aumento de la temperatura de ingreso es el aumento de la velocidad del aire. Este comportamiento, que es ratificado por las mediciones experimentales y por las simulaciones CFD, es causado por una disminución de la densidad del aire ρ_{air} al aumentar su temperatura $T_{air_{in}}$. Esta diferencia en las velocidades es más clara en zonas superiores cercanas al conducto de ingreso de aire.

Figura 6-20: Arriba: Campo de la velocidad axial del aire (U_x) simulado por el modelo CFD (caso 1.2) con variación de viscosidad turbulenta $C_\mu = 0,18$. Comparación con resultados experimentales. Abajo: Contornos de velocidad en el caso de simulación 1.2 con C_μ modificado (izq) y C_μ por defecto del modelo $k - \epsilon$ RNG (der).

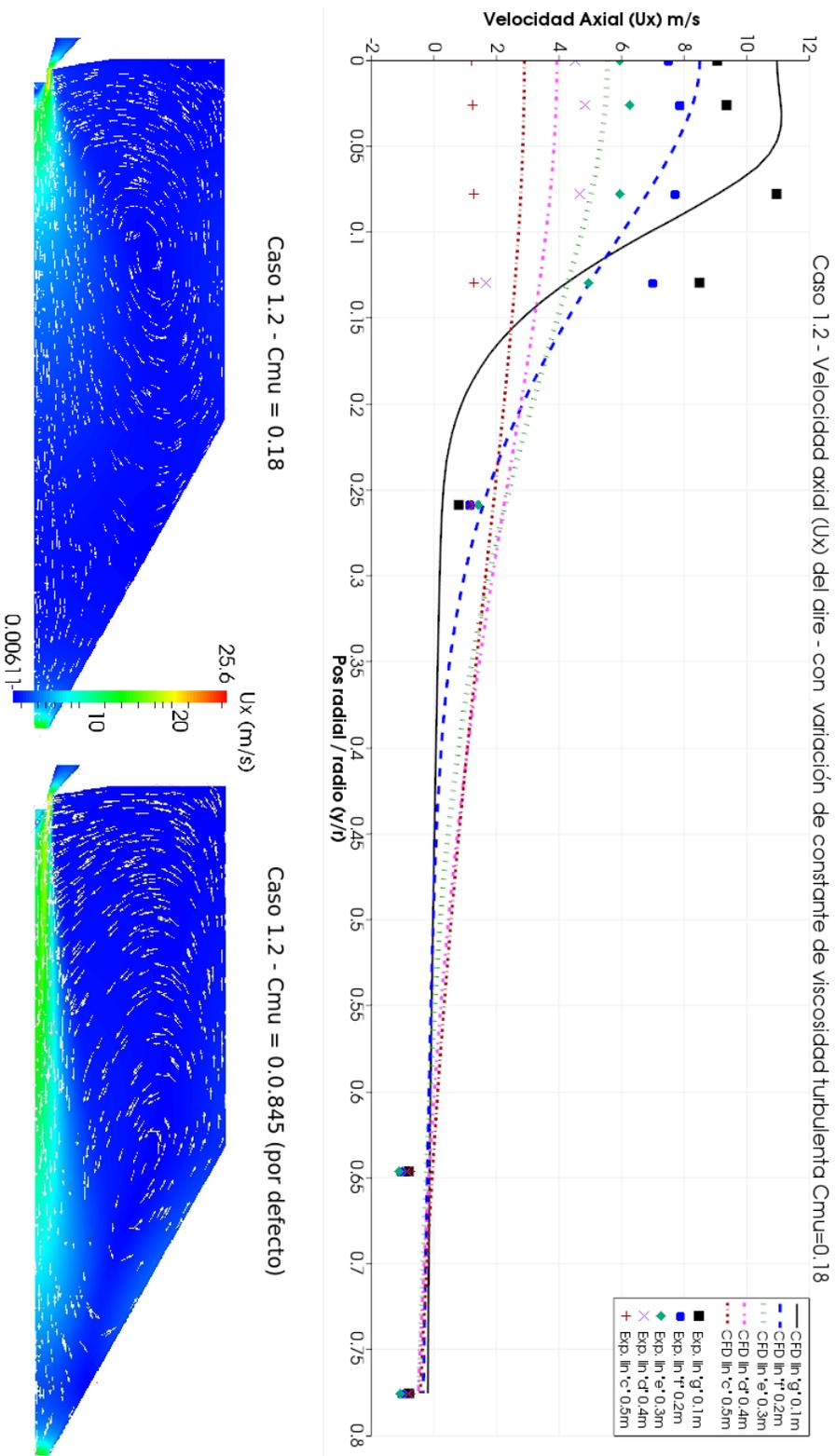


Figura 6-21: Efecto del cambio de $\dot{m}_{air,in}$ en el campo de velocidad axial del aire U_x . Se presentan los resultados de los casos 1.1, 1.2 y 1.3 con la variación de la constante de viscosidad turbulenta $C_\mu = 0,18$, los resultados experimentales, y a modo comparativo, los resultados del caso 1.2 con el valor por defecto de $C_\mu = 0,0845$ para el modelo $k - \epsilon$ RNG .

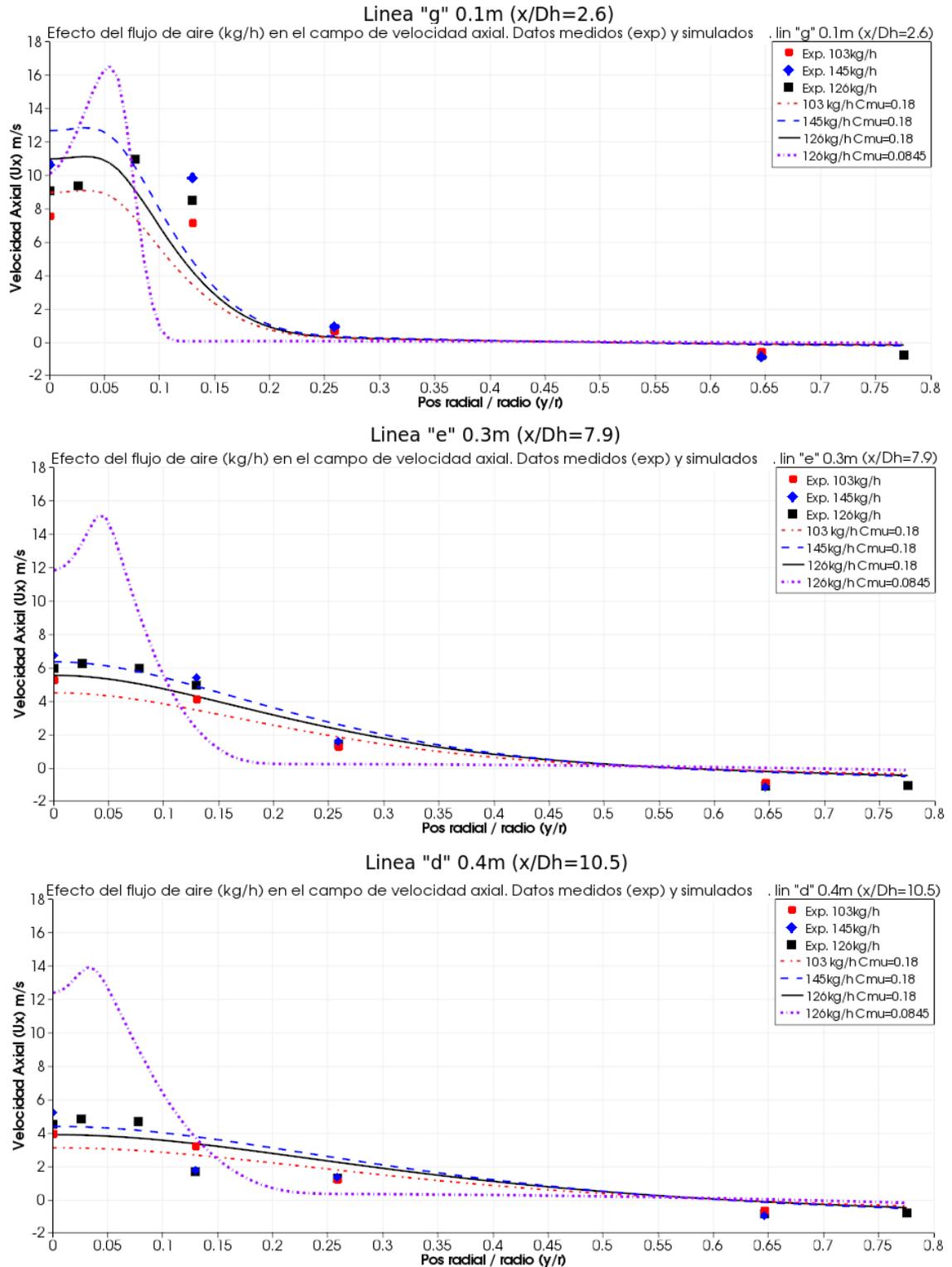
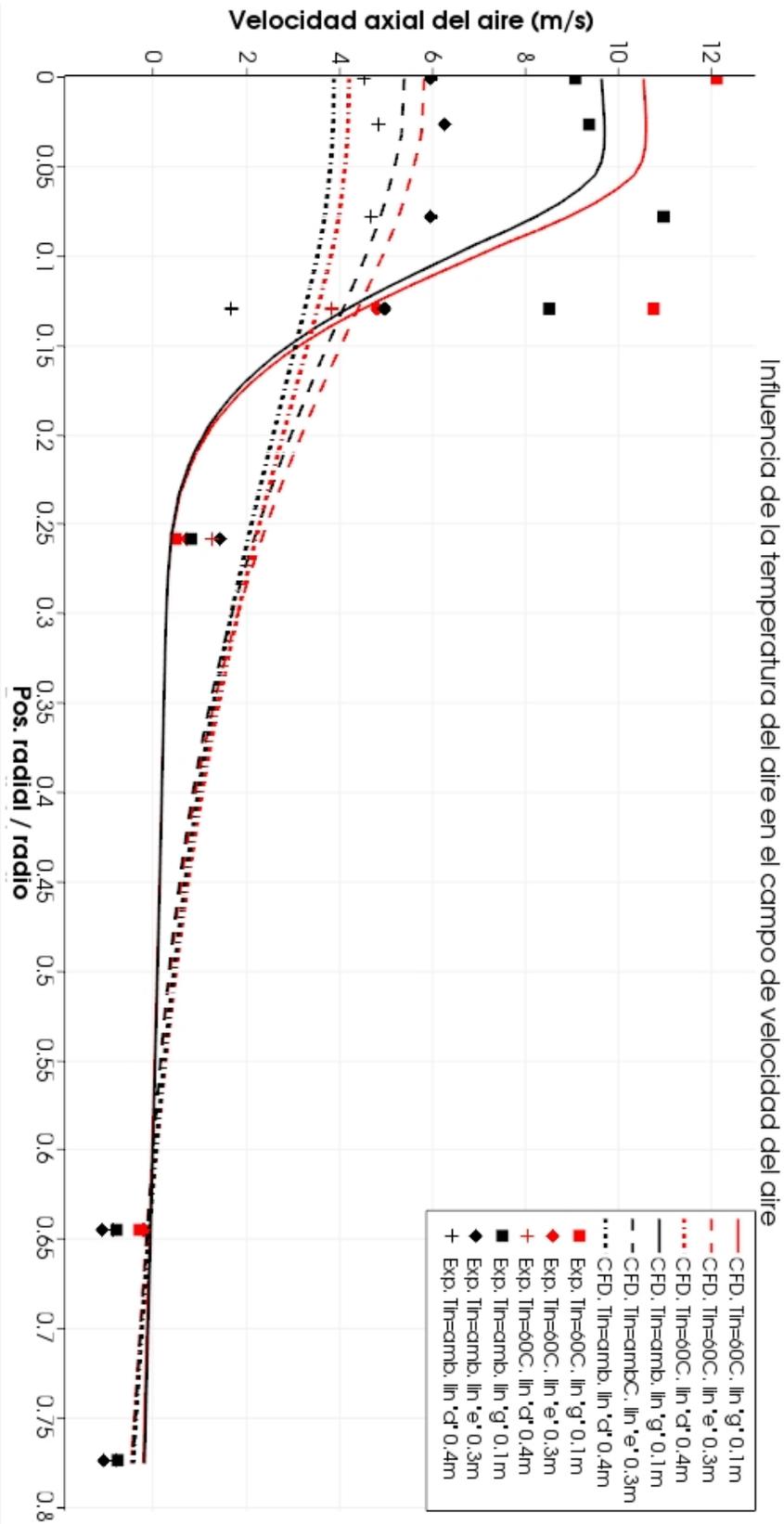


Figura 6-22: Experimento 4.4. Comparación de las mediciones experimentales y los resultados CFD del efecto de la temperatura de ingreso del aire en el campo de velocidades. $\dot{m}_{air\,in} = 126\,kg/h$



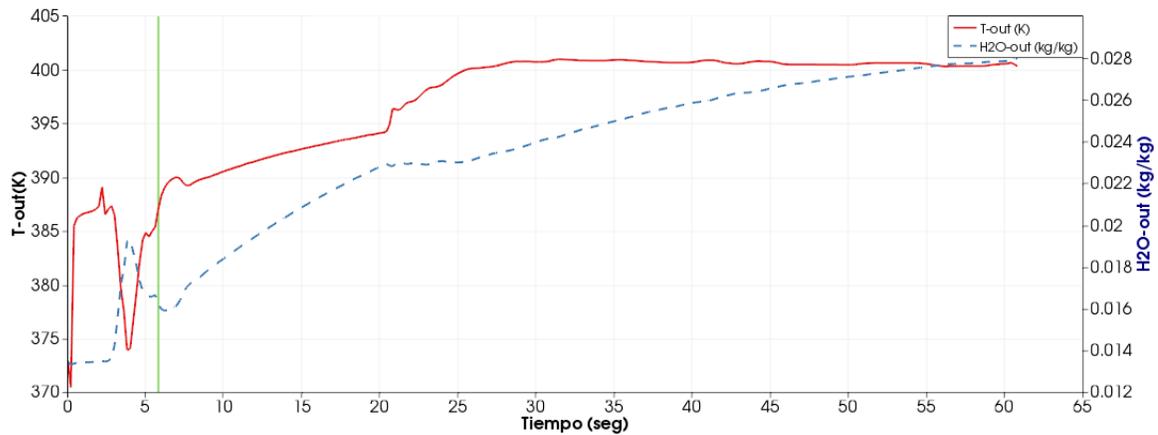
6.2.3. Parte II. Campo de humedad y temperatura del aire durante la evaporación de agua

Estado transitorio y promedios

Debido a que las simulaciones con inyección de líquido son realizadas en estado transitorio, es necesario establecer un punto de referencia desde y hasta dónde promediar los valores obtenidos. Una aproximación a este punto sería establecer un tiempo en el cual el cambio de algunas variables de respuesta (por ejemplo la temperatura de salida) se hace suficientemente pequeño para considerar que el caso transitorio llegó a un estado considerado como estable.

Un ejemplo de este comportamiento se presenta en la figura 6-23. Para el caso de simulación 2.3 se compara la temperatura (K) y la relación de mezcla (kg/kg) a la salida del equipo a lo largo del tiempo simulado. Se observa que la temperatura es la primera en estabilizarse, mientras que la relación de mezcla al final de los 60 segundos de simulación no se ha estabilizado en su totalidad, lo cual obligaría a correr la simulación durante más tiempo.

Figura 6-23: Comportamiento transitorio de la temperatura de salida T_{out} (K) y de la relación de mezcla ($kg_{H_2O}/kg_{dry_{air}}$) vs. el tiempo real simulado CFD, para el caso de simulación 2.3.



En algunas simulaciones de referencia realizadas con el coeficiente $C_{\mu} = 0,0845$, valor por defecto del modelo $k - \epsilon$ RNG, se encontró un comportamiento transitorio de la temperatura y relación de mezcla a la salida del equipo. En estos casos el análisis se realizó mediante el promedio de los valores de las variables objetivo durante un intervalo de tiempo en el cual el comportamiento oscilatorio se repitiera. Este comportamiento no fue registrado usando la variación de la constante de viscosidad turbulenta $C_{\mu} = 0,18$.

Las temperaturas de salida luego de encontrar la estabilidad y su comparación con los resultados experimentales se presentan en el cuadro 6-8. Se observa que en la mayoría de los casos el modelo CFD simula temperaturas ligeramente superiores a las medidas experimentalmente. La razón por la cual no existe un ajuste perfecto entre ambos datos puede tener diversas explicaciones entre ellas la calibración del sensor de temperatura instalado en el equipo, una

pequeña diferencia en las propiedades termodinámicas del aire, un flujo másico diferente, y una evaporación parcial del agua atomizada. Sin embargo, estas diferencias se consideran aceptables para continuar con el proceso de simulación.

Cuadro 6-8: Comparación de temperaturas de salida del aire $T_{air_{out}}$ simuladas numéricamente (CFD) y medida experimentalmente (Exp) para los casos de simulación. $C_{\mu} = 0,18$.

Caso	$T_{air_{out}}(K)$ CFD	$T_{air_{out}}(K)$ Exp.
2.1	357,5	353,5
2.2	377,3	373,51
2.3	396,03	397,13
2.4	365,5	363,14
2.5	374,5	376,49

Campo de velocidad del aire

El campo de velocidad del aire es presentado solo desde la simulación numérica sin resultados experimentales, lo anterior debido a las limitaciones de la técnica de anemometría de hilo caliente a elevadas temperaturas y con inyección de gotas, que dificultan la obtención de datos por este medio. Para el caso 2.2 de simulación los resultados generales se presentan en la figura 6-25. De forma general el comportamiento es similar al obtenido sin atomización (caso 1). El flujo de aire es dominado por un chorro libre co-anular desarrollado sobre el eje de simetría. El chorro decae rápidamente y genera una gran zona de re-circulación. Sin embargo, se presentan algunas diferencias, las cuales son discutidas a continuación:

- Inestabilidades en el flujo de aire: el acople de doble vía entre ambas fases generan algunas inestabilidades en la velocidad del aire. La figura 6-24 presenta la desviación estándar de la magnitud de la velocidad durante 10 segundos de simulación. Se observa que las áreas con mayor inestabilidad en el flujo corresponden a áreas con gran interacción entre ambas fases.
- Aumento en la velocidad el aire en la entrada: El aumento en la temperatura de aire representa en una disminución en la densidad y como consecuencia un aumento en la velocidad del aire al ingreso. Con un flujo másico de 83 kg/h y una temperatura de ingreso de 170 °C se obtuvieron velocidades de ingreso similares a las presentadas en el caso 1.1, con flujo másico de 103 kg/h, a temperatura ambiente.

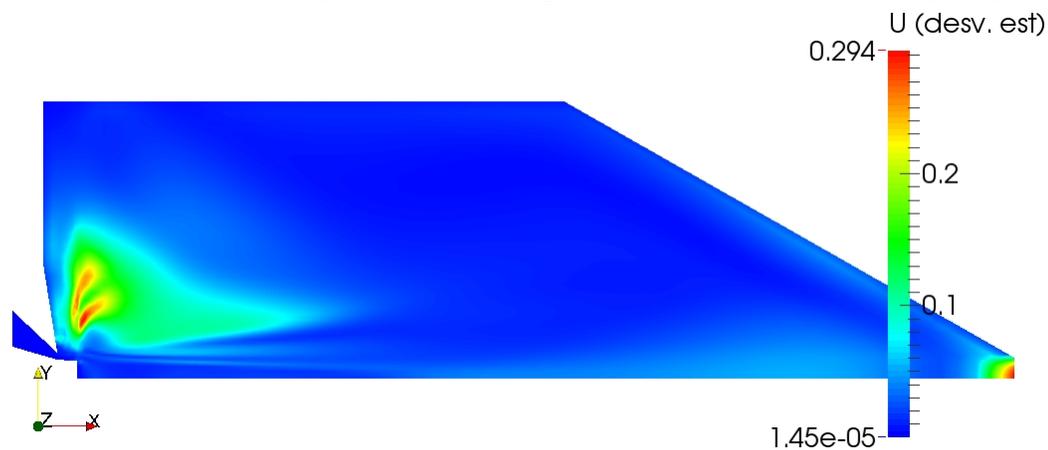
Fase discreta

La figura 6-25 presenta los contornos del diámetro y edad de las parcelas inyectadas. De forma general se observa lo siguiente:

- Las parcelas se concentran sobre una zona generando una nube. Dependiendo del tamaño inicial de las gotas que componen las parcelas atomizadas, estas llegan a distancias radiales más alejadas del punto de atomización. Luego que son frenadas por el flujo de recirculación, retroceden nuevamente y se incorporan a la corriente central donde son finalmente evaporadas.

- No todas las parcelas atomizadas se incorporan en la nube generada alrededor del atomizador. Se observa en los contornos de edad que algunas de las parcelas presentes en la corriente central son muy “recientes”, y se han incorporado directamente a la misma. Sin embargo, la vida de las parcelas resulta muy corta y en el mayor de los casos registrado es de 1.6 segundos. Al parecer solo las parcelas compuestas de gotas más pequeñas se incorporan directamente a la corriente central.
- La acumulación de las parcelas en la zona de recirculación parece restringida a unas posiciones axiales muy definidas. La nube generada por lo tanto es bastante angosta, en comparación a lo esperado.
- Las parcelas no alcanzan a recircular, dado que las gotas que las componen se evaporan antes de retornar por la periferia del chorro. Las parcelas con gotas de mayor tamaño pierden masa en la zona principal de evaporación alrededor del atomizador antes de incorporarse al chorro.

Figura 6-24: Contornos de desviación estándar de la velocidad durante la simulación del caso 2.2 producto del acople de doble vía euleriano lagrangiano.

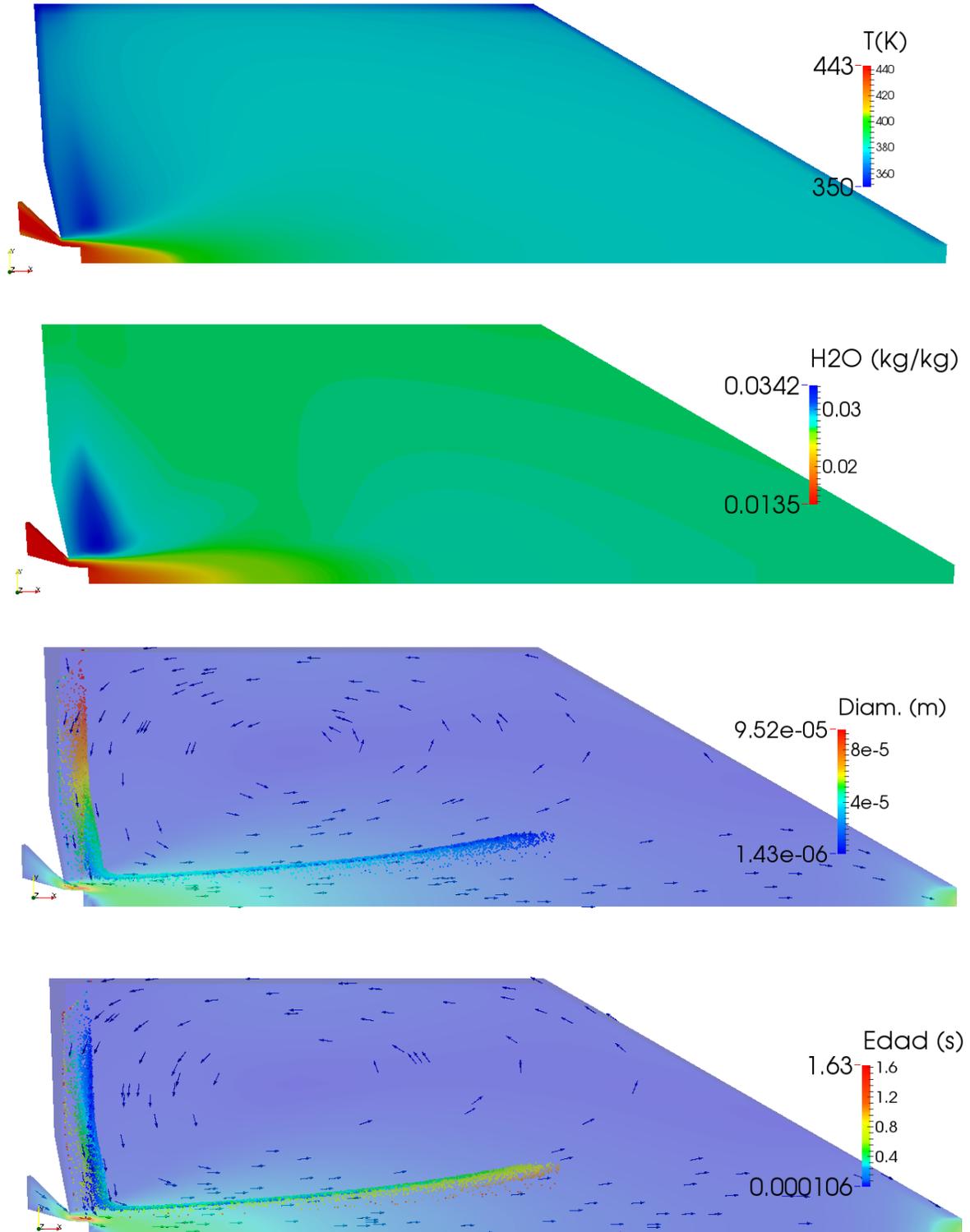


Campo de temperatura del aire

Los resultados del campo de temperatura del aire para el experimento 5.1 (base) y caso de simulación 2.2 (base), se presentan en la figura 6-26. La interpretación de las gráficas de la figura se presenta a continuación:

- Para ambos resultados, experimentales y simulación numérica, las mayores temperaturas se encuentran en líneas altas (g y f) de la corriente central. La diferencia de temperaturas entre la corriente central y la periferia disminuye en líneas inferiores, hasta presentar una tendencia de equilibrio.
- Los gradientes de temperatura entre la corriente central y la periferia son mayores en los resultados simulados por el modelo CFD. Aunque los resultados experimentales presentan un gradiente entre la temperatura de la corriente central y la periferia, dicha diferencia es menor.

Figura 6-25: (Arriba) Contornos de humedad y temperatura del aire para el caso base (2.2) con $C_\mu = 0,18$. (Abajo): Diámetro actual (m) y edad (seg) de las parcelas sobre el contorno del campo de velocidad y su dirección, para el caso base (2.2) con $C_\mu = 0,18$.



- La disminución de la temperatura en la simulación CFD inmediatamente bajo el atomizador, en la línea “g” discrepa con resultados experimentales. El decaimiento de la temperatura aguas abajo en el chorro central es mayor en los resultados experimentales.
- En líneas elevadas (g), donde se presume se encuentra la zona de evaporación de gotas, se encuentran las menores temperaturas en ambos casos. La temperatura simulada por el modelo CFD es superior aproximadamente entre 10 a 15 °C que la medida experimentalmente. Esta discrepancia se reduce en posiciones inferiores a medida que se cede más calor al exterior por las paredes.
- Los perfiles de temperatura en las zonas bajas (línea “b”, “c”), presentan una discrepancia entre las mediciones de temperatura experimentales y simuladas numéricamente. Las temperaturas de salida medidas para estos casos son similares a las obtenidas en cualquier posición radial de las líneas inferiores.
- De forma general la tendencia entre los puntos de medición experimentales y gráficas calculadas numéricamente (modelo CFD) es similar. Se estima que un mejor ajuste se podría lograr reduciendo el flujo másico de ingreso de aire o reduciendo su temperatura.

Campo de humedad del aire

El campo de humedad en términos de la relación de mezcla, la cual se expresa en términos de $kg_{vap_{H_2O}}/kg_{air_{dry}}$, se presenta en la figura 6-27 para los resultados de las mediciones experimentales (exp. 5.1) y la simulación numérica (caso 2.1). La interpretación de los resultados de las gráficas se presenta a continuación:

- De forma general, la humedad del aire es mayor en posiciones radiales exteriores. La humedad del aire es menor en posiciones radiales relacionadas con la corriente central.
- Para ambos casos, resultados experimentales y numéricos, la diferencia de la humedad en diversas posiciones radiales de la misma línea disminuye. Los mayores gradientes se encuentran en las líneas superiores.
- El modelo CFD simula una zona de elevada humedad en las posiciones radiales circundantes al atomizador, sin embargo las mediciones experimentales indican una humedad significativamente superior a la simulada.
- La humedad promedio del aire a la salida y en posiciones inferiores resulta algo inferior en el modelo CFD. Algunas explicaciones posibles puede estar relacionada con la pérdida de parcelas al tocar las paredes, lo cual fue definido en las condiciones de frontera de la simulación y por el cambio de humedad específica durante la realización del experimento.

Efecto de la temperatura de ingreso

La figura 6-28 presenta el efecto de la temperatura de ingreso del aire en el campo de temperatura, con valores de $T_{air_{in}}$ de 473K, 413K y 443K, correspondiente a los experimentos 5.1, 5.2 y 5.3, respectivamente. De esta figura se puede observar lo siguiente:

- Se presenta una tendencia similar a la reportada en la descripción del campo de temperatura del experimento base. Aunque los resultados experimentales y numéricos presentan un desfase, las tendencias son similares. De hecho se puede observar que los resultados experimentales con una temperatura de ingreso de 443K se encuentran en el

Figura 6-26: Comparación de las temperaturas medidas del aire (Exp. 5.1) y simuladas (Caso CFD 2.2), con $C_{\mu} = 0,18$, en diversas posiciones axiales y radiales. $T_{air_{in}} = 443K$, $\dot{m}_{air_{in}} = 83kg/h$, $\dot{m}_{liq_{in}} = 1,34kg/h$

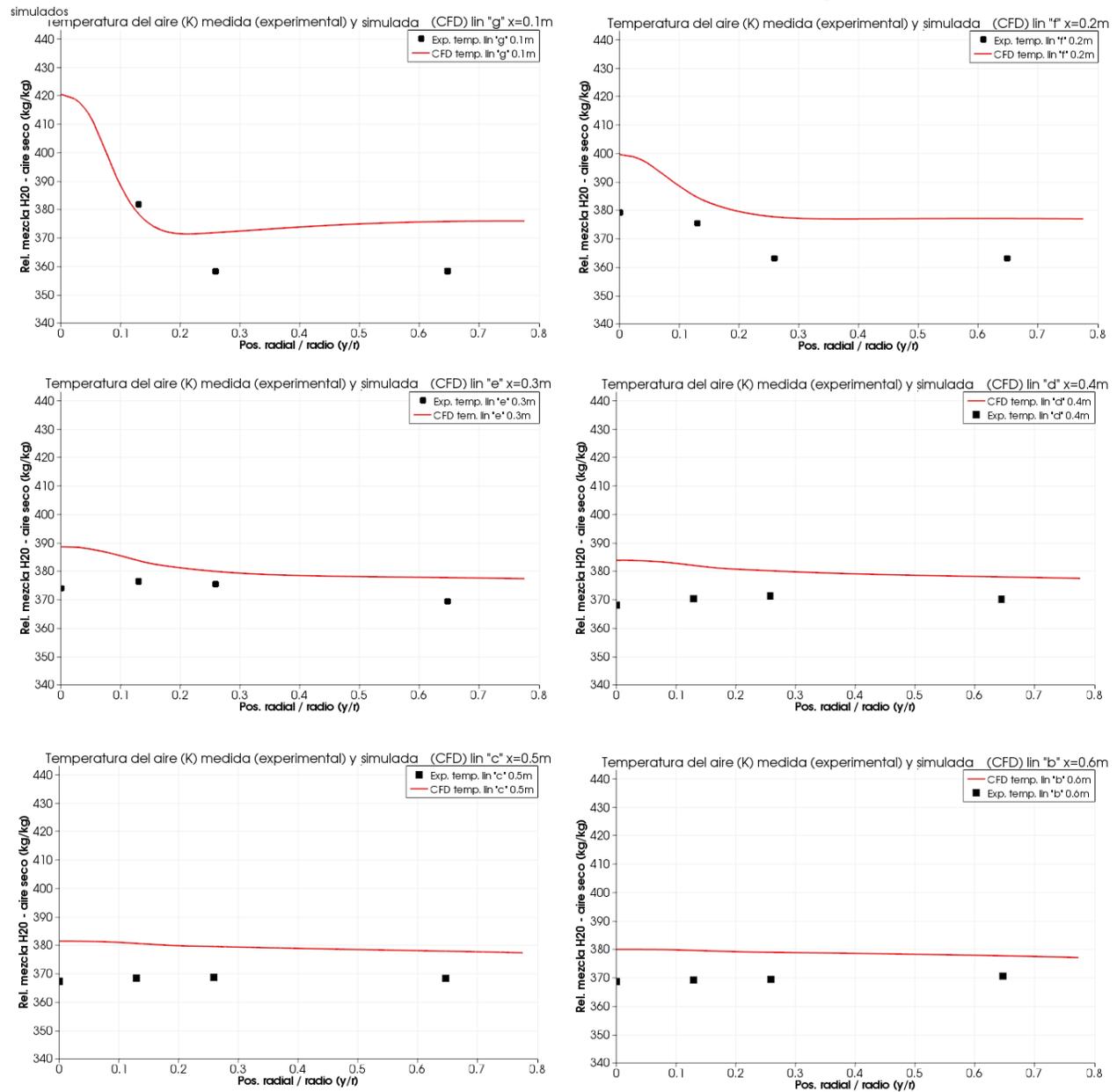
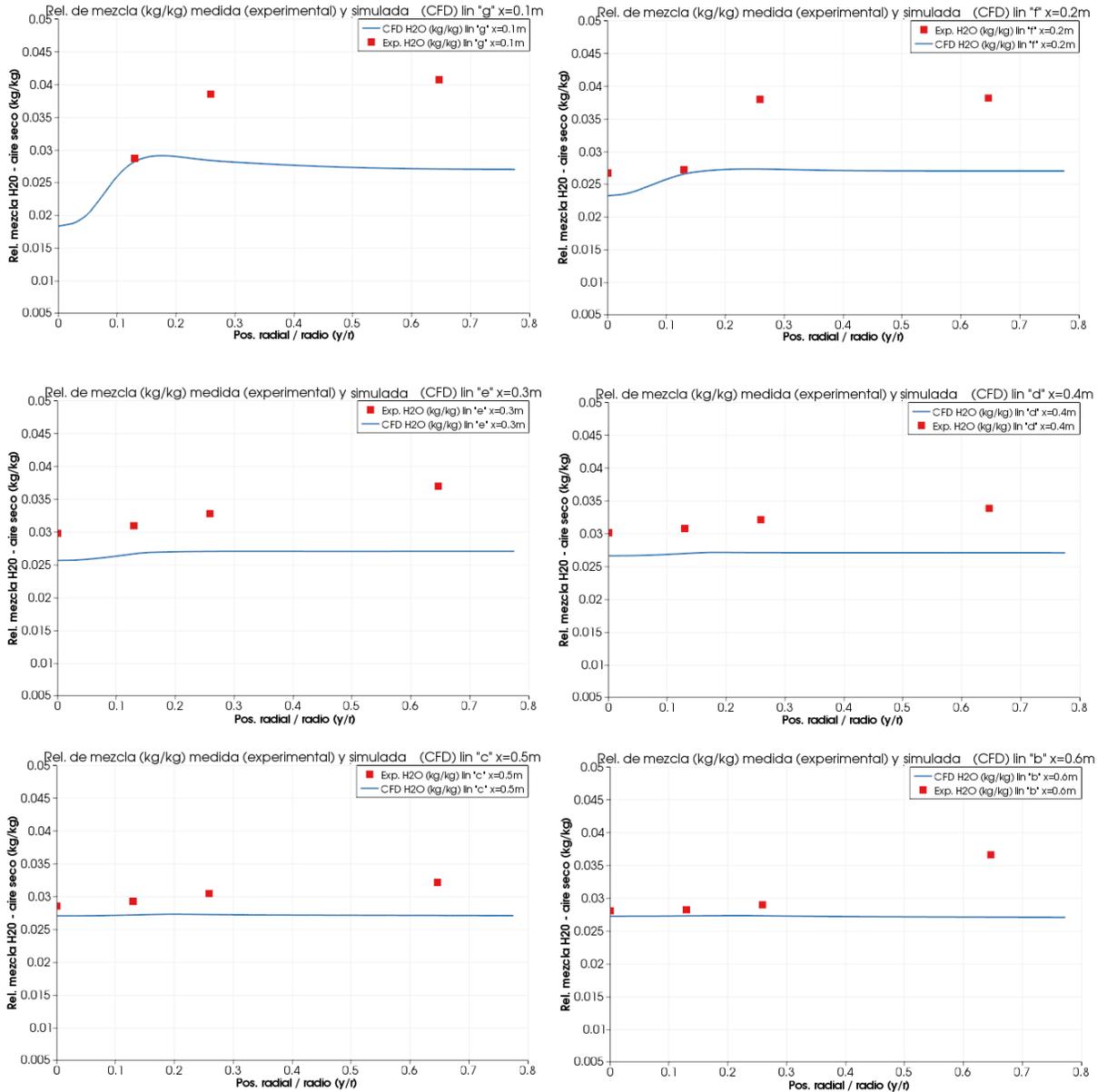


Figura 6-27: Comparación de la humedad del aire (kg_{vapH_2O}/kg_{airdry}) entre los resultados de la simulación CFD (caso 2.2) y los valores medidos experimentalmente (Exp 5.1). $C_\mu = 0,18$, $T_{airin} = 443K$, $\dot{m}_{airin} = 83kg/h$, $\dot{m}_{liqin} = 1,34kg/h$. Rel. de mezcla inicial del aire de ingreso = $0,0135kg_{vapH_2O}/kg_{airdry}$.



punto medio entre los resultados del caso 2.1 y el caso 2.2, excluyendo la temperatura sobre el eje de simetría.

- El efecto del cambio de la temperatura de ingreso del aire es un cambio en la temperatura de todas las posiciones radiales. El cambio no es proporcional con mayores o menores temperaturas de ingreso, donde se presenta una diferencia mayor en la temperatura radial al disminuir la temperatura de ingreso $T_{air_{in}}$ que al incrementarla.
- La posible explicación a los desfases encontrados puede estar relacionado con el flujo másico de aire que ingresa al secador, el cual podría estar siendo sobre calculado, según como se presenta en los resultados del experimento 1.1.

Efecto del flujo másico de líquido atomizado

La figura 6-29 presenta el efecto del flujo másico de líquido atomizado $\dot{m}_{liq_{in}}$ sobre el campo de temperatura del aire, correspondiente a los experimentos 5.2 y 5.5 respectivamente. La descripción del efecto es la siguiente:

- El efecto del cambio del flujo de líquido de atomización es un cambio en la temperatura de todas las posiciones radiales. A mayores flujos másicos de líquido atomizado la temperatura disminuye en todas las posiciones radiales de cada línea. El cambio no es proporcional radialmente, presentándose los mayores gradientes en la periferia del atomizador.
- De la misma forma que en casos anteriores, el efecto del cambio en el flujo másico de líquido de atomización tiene una respuesta proporcional en la tendencia observada y simulada.
- Existe una discrepancia entre los datos simulados y medidos. Mientras que en líneas inferiores (lin. "b") la discrepancia entre la temperatura simulada y medida con $\dot{m}_{liq_{in}} = 2,09kg/h$ resulta relativamente pequeña, en líneas superiores la temperatura simulada numéricamente con un flujo másico de líquido $\dot{m}_{liq_{in}} = 2,09kg/h$ presenta valores similares a los medidos para $\dot{m}_{liq_{in}} = 1,34kg/h$.

6.3. Discusión

Conocer globalmente el correcto funcionamiento del secador y sus posibles fallas y/o limitaciones fue determinante para el planteamiento de los experimentos principales y de los casos de simulación CFD. Los resultados de los posibles errores en los sensores, el comportamiento en evaporación y transitorio del flujo de aire permitieron en este trabajo un mejor criterio para determinar qué y cómo medir, en busca del cumplimiento de los objetivos de este trabajo.

Discusión resultados experimentales

Respecto a los resultados de la interpretación de los datos medidos del campo de velocidad axial del aire, se ha podido evidenciar lo siguiente:

- Se observaron diversos casos de irregularidades físicas y de funcionamiento de la planta de secado, entre ellas, el comportamiento errático del sensor de velocidad, el flujo de atomización inestable, el ingreso de aire externo (frío) por la puerta de acceso, y

Figura 6-28: Efecto de la temperatura de ingreso en el campo de temperatura del aire. Comparación casos de simulación 2.1, 2.2, y 2.3 con mediciones experimentales. $C_{\mu} = 0,18$.

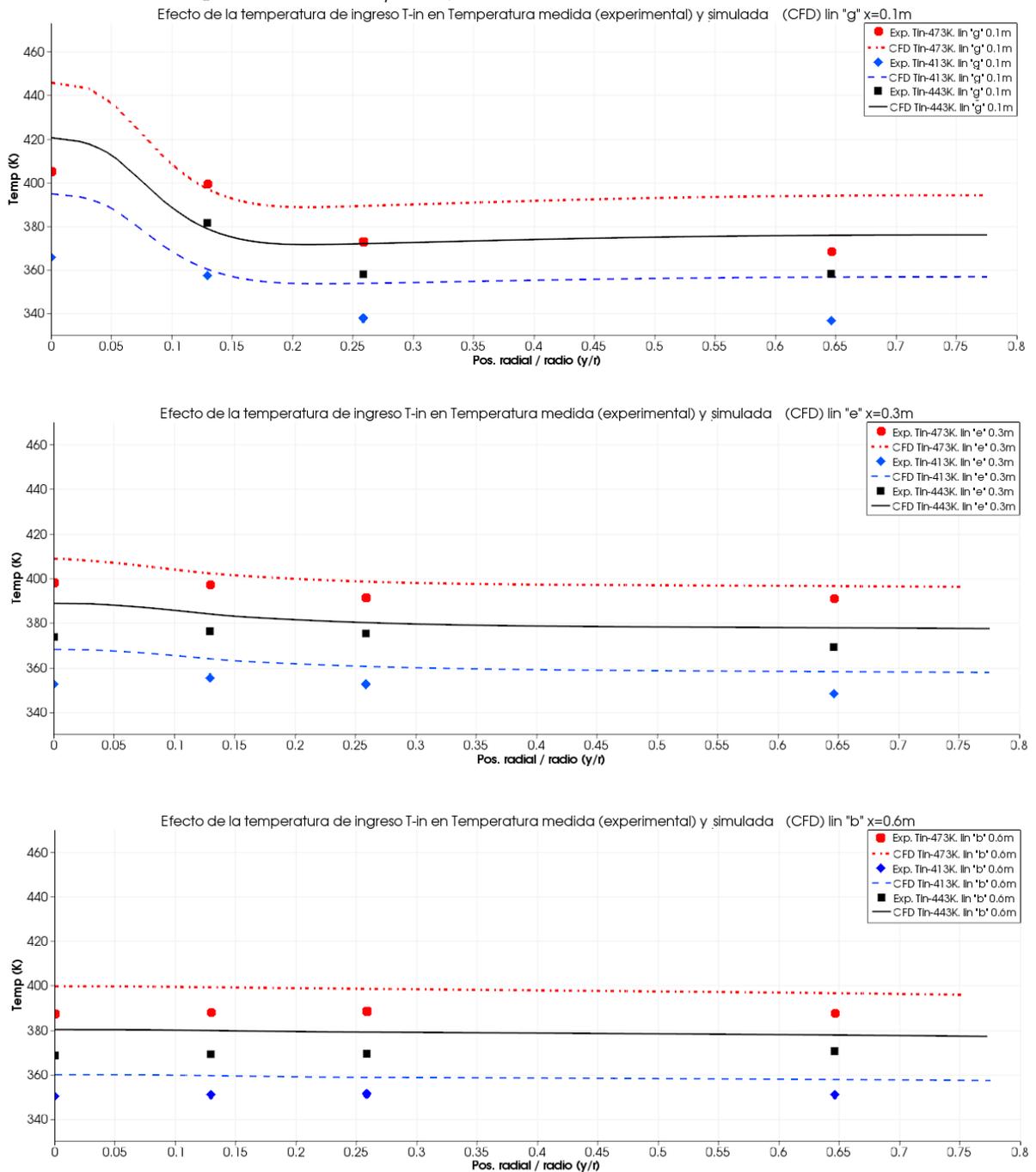
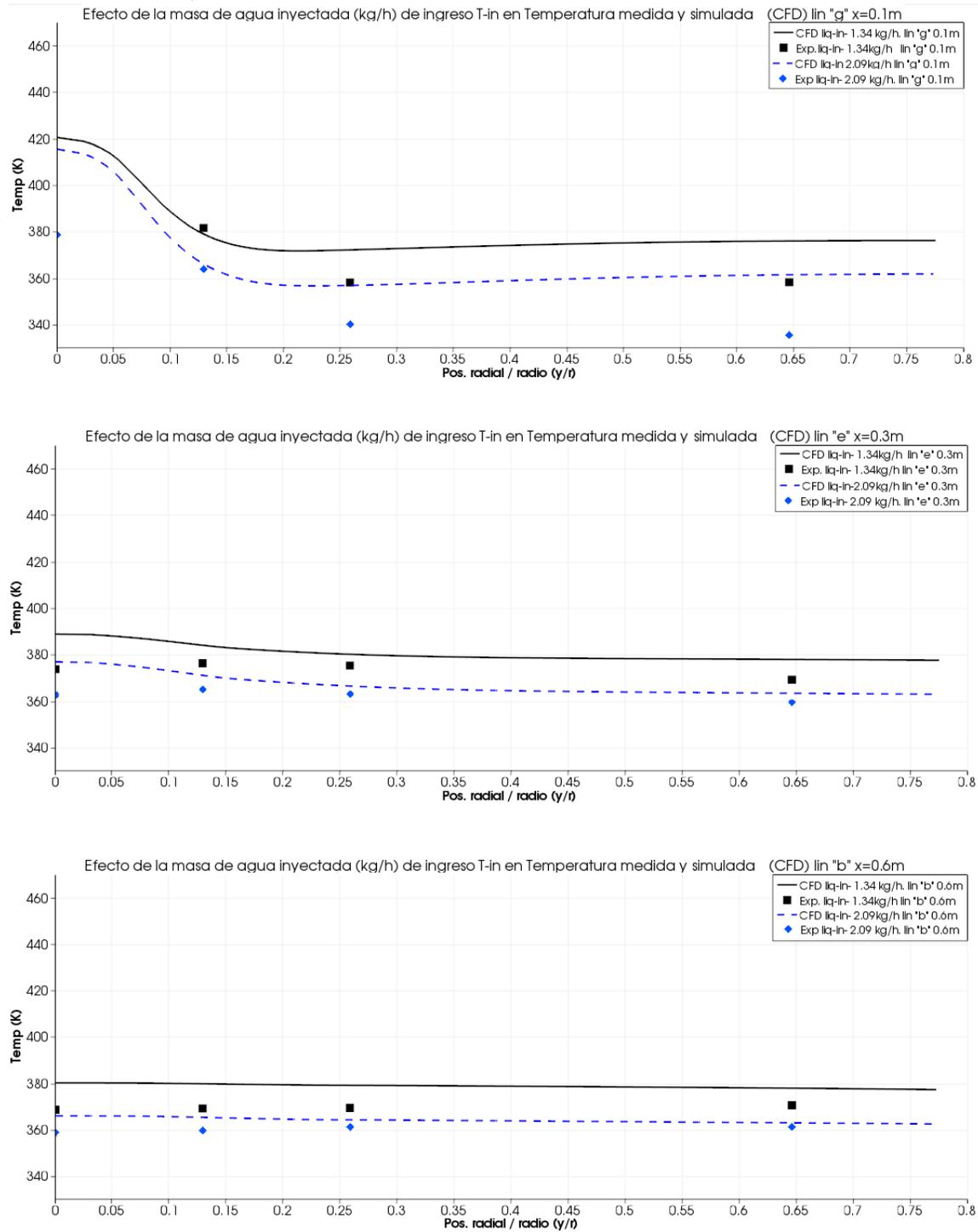


Figura 6-29: Efecto del flujo másico de líquido en el campo de temperatura del aire, $C_{\mu} = 0,18$.



la asimetría en el difusor de ingreso de aire de tipo co-anular. Estas irregularidades presentan un reto en la modelación numérica y dificultan la recolección de los datos experimentales de forma adecuada.

- La magnitud de la velocidad media es un indicador válido para caracterizar el flujo de aire en los lugares más estables del secador (sección superior del chorro). En lugares más inestables es requerido complementar la descripción con la intensidad de la turbulencia y la energía cinética turbulenta.
- Las mayores velocidades del aire se encuentran fuera del eje de “simetría” del chorro (línea “e”, punto 3) y aguas abajo (líneas f,e,d, punto 1), lo cual indica que el chorro se encuentra desviado del eje de simetría axial. La única explicación encontrada a este fenómeno es la asimetría circunferencial del chorro, discutida en los resultados del experimento 4.5 y causada por el desfase entre el difusor de entrada y el atomizador. Esta es también la razón por la cual el campo de velocidades medido en el equipo no es simétrico.
- El chorro presenta resultados extremos en intensidad de la turbulencia y estabilidad del flujo. Mientras las zonas más estables -*con menor intensidad de la turbulencia*- se encuentran en la parte superior del chorro, las zonas más inestables se encontraron en la parte inferior (línea “a”). De la misma forma en posiciones radiales sobre el eje de simetría la intensidad de la turbulencia es menor y se incrementa a medida que se realizan mediciones hacia la periferia del chorro, lo cual concuerda con las anotaciones presentadas por Pope [57].
- Zonas de dirección de flujo variable no pudieron ser detectadas por el anemómetro de hilo caliente a una frecuencia de muestreo de 1 Hz debido a que el sensor no alcanza a detectar cambios rápidos de dirección. La dirección axial del flujo pudo ser establecida cualitativamente mediante tiras flexibles colocadas cerca al sensor. Aunque este procedimiento resulta válido, debe realizarse con sumo cuidado debido a que en algunos casos la tira flexible afecta el flujo en el sensor. La baja frecuencia de muestreo del sensor puede afectar también los cálculos de la magnitud de la cinética turbulenta k realizados.
- Los puntos de medición seleccionados (0, 1, 3, 5, 10, 25, 30) representan ubicaciones en las cuales se asume que la velocidad del aire posee una dirección constante, según observación de las tiras flexibles. Sin embargo en algunos casos, como en los puntos 10 y 25 fueron constatados de manera visual ocasionalmente flujos reversos en muy cortos intervalos de tiempo, los cuales inducen al error en las mediciones al no ser detectables por las limitaciones del sensor. La baja frecuencia de muestreo no permitió aplicar el método usado por Kieviet et al. [37] para determinar cambios rápidos de dirección en el flujo.

La humedad y temperatura del aire son medidas en condiciones operativas. La interpretación de los datos del termo-higrómetro permite encontrar lo siguiente:

- El campo de temperatura tiene un comportamiento parecido al campo de velocidad. Mientras los mayores gradientes por posiciones radiales se encuentran en la zona superior, en líneas inferiores el gradiente de T_{air} por posición tiende a 0. Los resultados cualitativos del campo de temperatura del experimento base son similares a los presentados por Kieviet [35].
- Las zonas con mayor contenido de vapor de agua se encuentran en la periferia del

atomizador. A medida que se miden líneas inferiores, el contenido de agua tiende a ser el mismo en cualquier posición radial.

- Las paredes en la periferia del disco de atomizador son las zonas más críticas cuando se presenta insuficiencia de evaporación del líquido atomizado debido a su baja temperatura y elevada humedad relativa. La asimetría presente en el flujo másico por zonas radiales en el chorro central existente en el equipo usado sería un indicador de campos de humedad y temperatura igualmente asimétricos. El desarrollo de sensores de acumulación / saturación en dichas zonas podría presentar una mejora en los equipos de este tipo.
- Debido a que no se usó un micro-separador como el propuesto por Kieviet y Kerkhof [36], se pensó inicialmente se tendrían problemas de medición en las zonas más cercanas al atomizador. Luego de realizar las mediciones y chequeos de evaporación interna del sensor, no se encontraron indicios de afectación al mismo, como condensación interna. En este caso el sensor fue protegido por el filtro en malla que viene instalado de fábrica. No obstante, se considera que en mediciones con inyección de productos con sólidos es necesario el uso de un micro-separador para la protección del equipo de medición .

Discusión resultados simulación CFD

Para cumplir con la simulación CFD del campo de velocidad, humedad y temperatura fue considerado de gran importancia conocer de forma considerable diversos aspectos metodológicos y matemáticos de la técnica de dinámica de fluidos computacional. Específicamente en OpenFOAM se realizan muchas más configuraciones que en un software más automatizado como Ansys-Fluent, razón por la cual el conocimiento de lo que se está realizando y el por que se realiza cobra mayor importancia. Respecto a la interpretación de los resultados de la simulación del flujo de aire se evidencia lo siguiente:

- En simulaciones de corrientes tipo “jet”, la independencia de la malla es lograda habitualmente con un muy elevado número de celdas. En algunos casos los antecedentes en simulaciones axi-simétricas de secado por aspersión no son claros en cómo reportan esta independencia de malla, los intervalos de prueba y los métodos de interpolación utilizados, razón que puede afectar los resultados del modelo CFD propuesto.
- El flujo de aire al interior de la cámara de secado esta dominado por una corriente central. Mientras que con una interpolación de primer orden de $div(u \cdot \vec{U}\{x, y, z\})$ se genera una zona de re-circulación principal, y cuyo patrón concuerda con los resultados de Kieviet y Kerkhof [36], Cubillos et al. [12], Southwell y Langrish [66], con una interpolación de segundo orden se obtiene el desplazamiento de la zona de re-circulación hacia el inferior y aparece una zona de re-circulación superior nueva. Este comportamiento, aunque no esperado, puede estar relacionado con la velocidad del chorro central en relación con la altura del secador y las dificultades del modelo de viscosidad turbulenta que simula de forma limitada el decaimiento de la corriente central.
- Respecto al perfil de velocidades, inicialmente las mayores velocidades en posiciones radiales separadas del eje de simetría. Posteriormente luego que el chorro se desarrolla, las mayores velocidades se obtienen sobre el eje de simetría $y=0$. Esto concuerda de forma general con el patrón de velocidades obtenido por Huang y Mujumdar [29] para un equipo con una configuración similar y con la forma general de chorros co-anulares presentada por Del Taglia et al. [14].

- La correcta predicción del flujo de aire en la corriente central parece ser el aspecto más importante dentro de la modelación numérica CFD de un secador por aspersión, ya que tiene implicaciones en el decaimiento, inicio de zona de recirculación, magnitud de la velocidad en dicha zona y el transporte de otras fases y propiedades como las parcelas y energía térmica.

Respecto a la simulación del campo de humedad y temperatura, con inyección de elementos lagrangianos y acople de fases, se puede establecer que forma general que el modelo numérico simula la tendencia de los campos de humedad y temperatura del aire. Algunos aspectos de discusión son los siguientes:

- Debido a las limitaciones computacionales y específicamente a la naturaleza transitoria del planteamiento para el segundo caso (atomización de elementos lagrangianos) fue requerido usar mallas axi-simétricas, con un número de elementos relativamente bajo para los estándares actuales. De no ser así, los intervalos de tiempo para satisfacer el número de Courant se harían más pequeños e incrementarían el tiempo de solución por encima de las capacidades computacionales disponibles para este trabajo.
- Se evidencia la importancia de la zona de recirculación para “detener” las gotas atomizadas. Una zona de recirculación con menor velocidad del aire puede generar que las gotas se pierdan impactadas contra la pared del equipo. El manejo de esta zona es importante entonces para determinar la acumulación del producto en las paredes del equipo. La variación de la constante de viscosidad turbulenta C_μ al parecer afecta el arrastre de las gotas al aumentar la viscosidad aparente del fluido, lo cual genera una menor extensión radial de la nube.
- Las parcelas con gotas de mayor diámetro son las que extienden la zona de re-circulación. Aunque no se simularon distintos tamaños de distribución de gotas, se estima que gotas de mayor tamaño amplían el tamaño de la zona de re-circulación, al poseer un número de Stokes mayor. Se estima que este aspecto aleatorio en el tamaño de las gotas mejora el comportamiento durante este proceso.
- Para los tamaños de gota calculados, y los flujos máxicos simulados, los tiempos de residencia de las gotas son relativamente pequeños. Se estima que con gotas con contenido sólido se presentarían tiempos de residencia mayores en el equipo, siendo en este caso un tema importante de análisis.

Discusión comparación de resultados experimentales y numéricos

- Tanto la simulación numérica como los datos experimentales indican que el flujo de aire al interior de la cámara de secado está dominado por una corriente central y unas zonas de recirculación en su periferia. Asimismo ambos resultados indican que los gradientes de velocidad, humedad y temperatura del aire en diversas posiciones radiales disminuyen en líneas inferiores. Desde el punto de vista experimental, debido a que las lecturas radiales presentan resultados iguales, no resulta práctico realizar mediciones por debajo de la línea “b” a 0.6m del difusor de entrada. Lo anterior indica que la mayor parte del proceso de evaporación de agua se realiza en la sección superior de la cámara de secado.
- De forma detallada se presentan discrepancias entre los resultados medidos experimentalmente y los simulados numéricamente. Las discrepancias se pueden explicar desde el punto de vista físico de la planta, experimental y numérico.

- Una de las discrepancias desde el punto de vista físico se presentan por la asimetría radial de los campos de humedad, velocidad y temperatura en el equipo causadas por la asimetría de la boquilla co-anular. Modelar numéricamente esta asimetría no es posible bajo una geometría axi-simétrica 2D, y tendría que ser realizada en una geometría 3D. El autor considera que aunque este defecto del equipo puede generar acumulación de producto en las paredes de la zona de la boquilla con menos área de referencia, de la misma forma puede disminuir la extensión de la corriente central al aumentar la viscosidad turbulenta en la zona de transición.
- La puesta a punto de los sensores de la planta y filtraciones de aire frío explican hasta cierto punto las discrepancias obtenidas en las mediciones.
- Las discrepancias iniciales en los campos de velocidad del aire están indicadas por las velocidades máximas y la extensión de chorro. Aunque las tendencias son similares, los gradientes no siempre lo son. Aunque se esperaba encontrar una diferencia entre los datos experimentales y numéricos debido a la sobre-predicción causada por los modelos de turbulencia de la familia $k - \epsilon$, no se esperaba que fuera tan marcada. Algunas explicaciones al respecto son las siguientes:
 - El chorro no es auto-similar. La asimetría de la boquilla co-anular causa que el chorro no sea auto-similar radialmente, y genera esfuerzos viscosos adicionales, no contemplados en una geometría 2D axi-simétrica.
 - El efecto de la velocidad rotacional “swirl”. Aunque se intentó medir la velocidad rotacional a la salida del secador e incorporarla en la simulación, dicha velocidad no se observa en los campos de velocidad simulados numéricamente. El “swirl” debería incrementar la viscosidad turbulenta, y afectar la difusión y decaimiento de la corriente central. Aparentemente la aproximación axi-simétrica usada tiene problemas para incorporar esta rotacionalidad del flujo dentro de las ecuaciones de transporte.
 - Limitaciones inherentes de la familia de modelos $k - \epsilon$. Aunque comúnmente se estima que el modelo $k - \epsilon$ estándar sobre-predice la extensión de la corriente central en un 40 %, dicha estimación esta relacionada a chorros anulares sin bloqueo central.
 - El aspecto principal de discrepancia parece ser la respuesta del modelo $k - \epsilon$ RNG a la zona de transición. Mientras que luego que inicia el decaimiento las pendientes experimentales son similares a las numéricas, la extensión de la zona de transición predicha numéricamente es mucho mayor a la encontrada experimentalmente y en la literatura.
- Luego de analizar las discrepancias entre las predicciones numéricas y las mediciones experimentales, se realizó una variación en la constante de viscosidad turbulenta C_μ y se logró una mejor correspondencia entre los datos numéricos y los experimentales. Respecto a esto se encuentra que:
 - Para un chorro asimétrico como el identificado en la planta de secado piloto sobre la cual se realizó este trabajo, el modelo axi-simétrico no resulta una aproximación recomendable para la simulación numérica CFD, al ignorar componentes importantes del tensor de esfuerzos de Reynolds de la velocidad del aire. De aquí la importancia de conocer el comportamiento físico del equipo para luego seleccionar y/o ajustar el modelo de simulación. En este trabajo el modelo axi-simétrico

fue seleccionado por ser “adecuado” según algunos autores para obtener resultados rápidamente, sin conocer la asimetría de la corriente central en la planta de secado piloto.

- La variación de la viscosidad turbulenta mediante la modificación de C_μ presentó una mejor correspondencia en la simulación de la velocidad axial del aire, que con valores estándar del modelo. Luego de analizar los datos el autor estima que dicha constante de viscosidad turbulenta puede ser variable dentro de este problema específico, siendo mayor en algunos lugares y menor en otros.
- Aunque eran esperadas discrepancias de la temperatura de salida entre las medidas experimentalmente y obtenidas en la simulación CFD, luego de realizar el ajuste del balance de masa y energía se esperaba que las diferencias fueran menores. Algunos temas de discusión al respecto son:
 - La temperatura en la zona inmediatamente inferior al atomizador presenta una de las mayores discrepancias en los resultados obtenidos. El problema está referido a la zona entre el atomizador y la corriente central. Aunque no se encontró una explicación satisfactoria, el fenómeno puede estar relacionado con la viscosidad turbulenta en esta zona, la distribución de gotas utilizada, con el modelo de arrastre de las gotas en dicho espacio, o con la malla y número de Courant asignado.
 - El ajuste de las pérdidas de calor del equipo \dot{Q}_{losses} según los resultados del balance de masa y energía, y los datos experimentales, no fue totalmente satisfactorio. Aunque las temperaturas de salida simuladas por el modelo CFD resultaron similares a las obtenidas experimentalmente, la predicción interna de las temperaturas del aire presentaban ciertas discrepancias, específicamente en líneas superiores. Una posible explicación a estas discrepancias está relacionada con las dificultades en establecer de forma detallada el flujo de energía térmica a la cámara de secado, el cual depende de la temperatura del aire y su flujo másico. Según estos aspectos discutidos, se considera más conveniente no ajustar las pérdidas de energía \dot{Q}_{losses} sino ajustar el ingreso de energía térmica a la cámara de secado en términos del flujo másico de aire $m_{air,in}$ y su temperatura.
 - Dificultades en la medición del flujo másico de aire de ingreso al secador: Como se planteó en el módulo I, experimento 1, se presentaron inconvenientes con el sensor de velocidad instalado de fábrica en el equipo. La medición manual arrojó inicialmente una relación para medición de la velocidad de ingreso, relación que posteriormente fue replanteada. El valor de referencia para estas relaciones fue el valor sensado por el medidor de fábrica instalado en el equipo, el cual no resultó fiable. Adicionalmente no se realizó un estudio detallado para determinar el flujo másico según el perfil interno de velocidades, asumiendo la velocidad medida en la mitad del conducto de ingreso como el valor de referencia para obtener el flujo másico. Se cree que los flujos másicos de aire usados en la simulación CFD y en el balance de masa y energía pueden haber sido mayores a los presentados operativamente y afectaron la simulación del campo de temperatura.
- La comparación entre los campos de humedad simulados numéricamente con los resultados experimentales concuerdan en su mayoría en los datos de salida. No obstante se encuentran diferencias fundamentales en la amplitud radial y axial de la zona principal

de evaporación. Mientras en la simulación numérica la zona de alta humedad esta confinada a la parte superior y posiciones radiales alejadas del eje de simetría, los datos experimentales parecen indicar que la zona de evaporación posee un tamaño mayor axialmente.

- El patrón del flujo de aire en la zona de evaporación influye en la extensión radial de la misma. La razón por la que algunas parcelas inyectadas en la simulación numérica chocan con la pared esta relacionada con la baja velocidad de recirculación.
- La variación del modelo de viscosidad turbulenta tiene implicaciones serias en la velocidad y viscosidad del flujo en la periferia del atomizador y como consecuencia afecta la dinámica de movimiento de las parcelas atomizadas. Debido a esto la variación realizada falla al simular la extensión y humedad en esta zona. Esto se evidenció en algunas simulaciones realizadas con los valores por defecto de la constante de viscosidad turbulenta C_μ .

7 Perspectivas

Los resultados presentados y discutidos en este trabajo presentan diversas implicaciones y oportunidades a futuras investigaciones en el área de secado por aspersión y fenómenos asociados como el estudio de chorros libres y el proceso de atomización. A continuación se presentan diversas perspectivas tanto académicas como aplicadas a procesos industriales, según los resultados de este trabajo.

Tal como se mencionó en el planteamiento del problema, en el área de secado por aspersión existen pocos estudios que relacionen mediciones experimentales detalladas con modelación numérica. Un número importante de autores citados en este trabajo usan por ejemplo los datos experimentales publicados por Kieviet [35]. Los resultados experimentales de este trabajo permitirán un punto de comparación adicional para estudios numéricos posteriores, sin limitarse a modelos CFD, y abarcando otros modelos más sencillos, como balances de masa y energía. La comparación de modelos numéricos CFD sobre diferentes equipos, en este caso de secado por aspersión, es un objetivo deseable, aunque poco estudiado en el área de secado por aspersión.

La comparación de modelos numéricos con diversos equipos de diferentes tamaños y formas es muy importante en las implicaciones industriales de diseño de secadores por aspersión. Conocer la respuesta de un modelo numérico de simulación CFD, no solo a distintas condiciones de trabajo, sino también a geometrías de diferentes tamaños y formas resulta indispensable para realizar un escalamiento de las plantas de secado. El análisis y descripción de los cambios en los campos de velocidad, humedad y temperatura del aire, desde una planta piloto a una industrial es sin duda uno de los trabajos más importantes a ser realizados a futuro.

Para realizar las simulaciones CFD y solucionar los sistemas de ecuaciones diferenciales parciales, fue usado el software libre OpenFOAM. Como se mencionó en este trabajo, a la fecha no se conocen otros trabajos publicados de aplicación de esta herramienta en secado por aspersión. Aunque se han realizado comparaciones de los resultados de OpenFOAM con otro software “Ansys-Fluent”, dichas comparaciones, se han realizado en áreas de trabajo diferentes. En este trabajo se encontraron muchos vacíos y dudas al interpretar los resultados numéricos, siendo una de las razones la falta de publicaciones relacionadas usando este software. Por ejemplo, una pregunta que queda sin responder es si un chorro libre simulado de forma axi-simétrica, con las mismas condiciones de frontera, en Ansys-Fluent y en OpenFOAM, presenta la misma tasa de decaimiento y los mismos contornos de energía cinética turbulenta.

Un aspecto importante planteado en este trabajo es el análisis del comportamiento del modelo CFD frente a variaciones en el modelo de turbulencia. Se encontró que el cálculo de la viscosidad turbulenta es un aspecto determinante en los campos de velocidad, humedad y

temperatura del aire. La predicción de la viscosidad turbulenta esta relacionada con diversos aspectos del modelo CFD, siendo definitivamente a juicio de la investigación realizada en este trabajo, el modelo de turbulencia. Con excepción por ejemplo de Hovenden y Davidson [27], casi la totalidad de los autores que realizan trabajos de simulación en secado por aspersión se limitan a evaluar diferentes modelos y concluir sobre con cual de ellos obtienen mejores resultados, sin analizar y evaluar críticamente las constantes y parámetros de ajuste de los mismos. Es necesario recordar que muchos modelos simples de turbulencia como el $k-\epsilon$ representan modelos empíricos ajustados según la observación de diferentes tipos de flujo, razón por la cual a simple vista pueden resultar inadecuados para representar un problema con gradientes elevados en las variables transportadas, como lo es el chorro libre.

Las variación de la constante de viscosidad turbulenta C_μ , aunque mejora la simulación del flujo de aire, puede traer consecuencias negativas sobre el movimiento de las parcelas en el gas. Debido a que la variación del modelo de turbulencia se realizó sobre la corriente central, se estima que para lograr una mejor aproximación a los resultados experimentales, la constante de viscosidad turbulenta C_μ debería ser variable, siendo mayor en la zona de transición y menor en la zona de decaimiento. Lo anterior aplica también a zonas de la periferia de la corriente central. De aquí que una aproximación interesante para lograr utilizar modelos 2D, con rápida convergencia, y que permitan probar diversos casos para optimización, estaría relacionada con la obtención de los valores de C_μ para distintas zonas de la cámara de secado. Usando un modelo 3D se realiza la modelación inicial del flujo de aire, de la cual es posible obtener los valores de C_μ para diversas áreas de un modelo 2D axisimétrico simplificado, sobre el cual se podrían obtener resultados en tiempos significativamente menores.

Se estima que para que la simulación CFD se ratifique como una herramienta indispensable en la industria, en donde se pueda de forma detallada simular con rapidez los cambios en el patrón de flujo según una modificación en las variables de control, o en la geometría del equipo, es necesario trabajar con modelos de turbulencia que presenten una convergencia rápida. En este caso, trabajos futuros relacionados deberán estar enfocados a generar un criterio de ajuste de los parámetros de modelos de turbulencia sencillos como el $k-\text{RNG}$. En este trabajo se evaluaron los efectos de variación de la constante C_μ y encontró que se mejora la simulación del decaimiento de la corriente central, y del campo de velocidad axial, a consta de una simulación menos acertada en el campo de humedad del aire. Resulta deseable investigar el efecto del cambio de otras constantes como C_1 y C_2 las cuales regulan la creación y disipación de energía cinética turbulenta, e influyen en la modificación de la viscosidad turbulenta μ_t .

La razón de usar modelos sencillos de turbulencia esta relacionada con los costos computacionales. Un inconveniente encontrado en OpenFOAM fue mencionado en este trabajo y es la naturaleza transitoria del solucionador usado (SprayFOAM) para modelar la atomización de parcelas y su acople con la fase continua. Una forma de disminuir tiempos de simulación es realizar la inyección de elementos lagrangianos en estado estable, como es permitido por Ansys-Fluent. Parte del trabajo futuro a realizar esta relacionado con la aplicación del solucionador SprayFOAM usado para la inyección y acople de fase lagrangiana con fase euleriana en estado estable. Durante la realización de este trabajo se busco en los recursos de OpenFOAM la forma de simular este acople en estado estable mas no fue posible. Aun así se considera

factible realizarlo, teniendo en cuenta un trabajo adicional de programación, mediante saltos de tiempo local (LTS del inglés “local time steeping”), método encontrado en otro solucionador de OpenFOAM que no posee la capacidad de modelar la atomización y seguimiento de parcelas.

Al inicio de este documento se mencionó que este trabajo hace parte de un proyecto de mayor alcance que busca mejorar las condiciones del secado por aspersión durante la atomización de jugos de frutas tropicales. Gran parte del trabajo futuro se relaciona con el uso de las bases numéricas planteadas en este documento, para implementar un atomizado de parcelas de 2 fases (líquidas con núcleo sólido). Esta configuración de parcelas es característica de los procesos industriales en la industria de alimentos, donde gran parte del reto se encontrará en cómo modelar matemáticamente (y mediante OpenFOAM), los procesos de transporte de momentum, masa y energía, luego de la evaporación del contenido volátil, y sus efectos en la calidad del producto obtenido.

8 Conclusiones

En este trabajo se ha realizado una investigación dirigida a la selección de un modelo CFD para describir el campo de velocidad, humedad y temperatura del aire durante la evaporación de agua en el proceso de secado por aspersión. Los resultados simulados numéricamente fueron comparados con mediciones experimentales. La interpretación y análisis de resultados numéricos de la simulación CFD y su comparación con datos medidos experimentalmente fue considerado un factor esencial para la realización de este trabajo. De forma general es posible concluir respecto al modelo CFD:

- En relación al campo de velocidades, de forma general, el modelo CFD planteado y las mediciones experimentales indican la existencia de una región central de alta velocidad y una zona de recirculación de baja velocidad en la periferia.
- En relación al campo de velocidades del aire, de forma detallada, el modelo CFD con los valores por defecto en la constante C_μ no predice de forma aceptable la viscosidad turbulenta en la zona de transición de la corriente central. Las consecuencias son errores en la simulación de la extensión y longitud de la zona de transición, asimismo como la posición y velocidad de la zona de recirculación de la periferia. Un campo de velocidades erróneo genera un campo de humedad y temperatura erróneo. El transporte difusivo de momentum afecta el transporte convectivo de momentum, y este a su vez, el transporte convectivo de otras propiedades transportadas.
- El modelo CFD puede modificarse para mejorar las simulaciones realizadas. Sin embargo estas modificaciones deben realizarse con criterio y con el conocimiento de las posibles implicaciones negativas que puede conllevar. En este caso la variación evaluada mejoró el acuerdo entre las simulaciones y la información experimental para el campo de velocidad del aire a consta de generar resultados discutibles de humedad en la zona de la periferia del atomizador.
- Es difícil evaluar un modelo de turbulencia si las condiciones de frontera y la forma de la grilla representan una simplificación del equipo, sin tener en cuenta sus posibles defectos y/o detalles, como la tubería de ingreso del aire, el difusor y sus alabes, defectos de fabricación y similares.
- El esquema de interpolación de segundo orden para la convección de momentum generó resultados no esperados en la simulación de la corriente central. Una explicación probable esta relacionada con la limitada predicción de la viscosidad turbulenta en la zona de transición del chorro consecuencia del enfoque 2D-Axisimétrico. El esquema de interpolación de segundo orden probablemente generará resultados más consecuentes con los datos experimentales luego de usar un enfoque espacial consecuente con la realidad del problema (por ejemplo una geometría 3D discretizada con flujo másico asimétrico).
- Desde el punto de vista de aplicaciones a la industria, como la mejora del proceso y del equipo, se requiere tener un patrón de comparación y/o ajuste como datos experimentales. Un modelo CFD que no haya sido validado, sin ajuste ni comparación experimental,

resulta solo suficiente para realizar una visualización muy general del fenómeno.

- El modelo con acople de doble vía euleriano-lagrangiano resulta una aproximación acertada al problema tratado. Mientras que la influencia de la fase discreta en el campo de velocidad del aire es discreta pero significativa, ya que modifica localmente el patrón de flujo de aire e influye en el tamaño de la nube de gotas, su influencia en los campos de humedad y temperatura del aire es definitiva.

Conocer globalmente el correcto funcionamiento del secador y sus posibles fallas y/o limitaciones fue determinante para el planteamiento de los experimentos principales que permitieron realizar la verificación del modelo numérico. Respecto al trabajo experimental de este trabajo se puede concluir que:

- La medición del flujo de aire mediante la técnica de anemometría de hilo caliente es relativamente económica y simple de realizar. Los resultados podrían ser mejorados en gran medida con el uso de sensores omni-direccionales y de mayor frecuencia de muestreo.
- La medición de los campos de humedad y temperatura mediante un higrómetro capacitivo resulto igualmente apropiada para el caso. En cualquier caso es deseable verificar la correcta protección del sensor.
- El aspecto más importante a considerar es la correcta calibración y adecuación de la planta de secado. Información errónea producto de errores en los sensores, mediciones, fugas, defectos de diseño y construcción, entre otros aspectos, agregan una gran dificultad a la realización e interpretación de los datos experimentales y numéricos.

Bibliografía

- [1] Adhikari, B., Howes, T., Bhandari, B., y Troung, V. Effect of addition of maltodextrin on drying kinetics and stickiness of sugar and acid-rich foods during convective drying: experiments and modelling. *Journal of Food Engineering*, 62(1):53–68, 2004.
- [2] Albrecht, H.-E. Laser doppler and phase doppler measurement techniques. 2003.
- [3] Ali, M., Mahmud, T., Heggs, P., Ghadiri, M., Davidson, A., Ahmadian, H., Martindejuan, L., Djurdjevic, D., y Bayly, A. Heat losses from a pilot-scale counter-current spray drying tower. 2013.
- [4] Anandharamakrishnan, C. Computational fluid dynamics applications in spray drying of food products. *Computational Fluid Dynamics Applications in Food Processing*, p. 11–25, 2013.
- [5] Anderson, D., Tannehill, J., y Pletcher, R. Computational fluid mechanics and heat transfer. 1984.
- [6] Bayly, A., Jukes, P., Groombridge, M., y McNally, C. Airflow patterns in a counter-current spray drying tower—simulation and measurement. *Proceedings of the 14th International Drying Symposium*, p. 775–781, 2004.
- [7] Bolz, R. CRC handbook of tables for applied engineering science. 1973.
- [8] Buergermeister, M. Droplet sizes and droplet spectrums of spray dry nozzles and rotary atomizers under typical conditions of use. *ILASS*, 2008.
- [9] Chegini, G. y Ghobadian, B. Spray dryer parameters for fruit juice drying. *World Journal of Agricultural Sciences*, 3(2):230–236, 2007.
- [10] Chegini, G., Khazaei, J., Ghobadian, B., y Goudarzi, A. Prediction of process and product parameters in an orange juice spray dryer using artificial neural networks. *Journal of Food Engineering*, 84(4):534–543, 2008.
- [11] Churchill, S. y Chu, H. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International journal of heat and mass transfer*, 18(11):1323–1329, 1975.
- [12] Cubillos, A., Benavides, A., y Gómez, A. Modelado multifásico acoplado y desacoplado en el secado por aspersión. *IX Congreso Colombiano de métodos numéricos: Simulación en ciencias y aplicaciones industriales*, 2013.
- [13] Danlos, A., Lalizel, G., y Patte-Rouland, B. Experimental characterization of the initial zone of an annular jet with a very large diameter ratio. *Experiments in fluids*, 54(1): 1–17, 2013.
- [14] Del Taglia, C., Blum, L., Gass, J., Ventikos, Y., y Poulikakos, D. Numerical and experimental investigation of an annular jet flow with large blockage. *Journal of fluids engineering*, 126(3):375–384, 2004.

- [15] Erm, L. P. Modifications to a constant-temperature hot-wire anemometer system to measure higher-order turbulence terms using digital signal processing. Technical report, DTIC Document, 1997.
- [16] Fellouah, H. y Pollard, A. The velocity spectra and turbulence length scale distributions in the near to intermediate regions of a round free turbulent jet. *Phys. Fluids*, 21(11):115101, 2009.
- [17] Ferziger, J. y Perić, M. Computational methods for fluid dynamics. 3, 2002.
- [18] Fletcher, D., Guo, B., Harvie, D., Langrish, T., Nijdam, J., y Williams, J. What is important in the simulation of spray dryer performance and how do current CFD models perform? *Applied Mathematical Modelling*, 30(11):1281–1292, 2006.
- [19] Fluent, A. 12.0 theory guide. *Ansys Inc*, 5, 2009.
- [20] Fraser, R., Pack, C., y Santavicca, D. An LDV system for turbulence length scale measurements. *Experiments in Fluids*, 4(3):150–152, 1986.
- [21] Gabites, J., Abrahamson, J., y Winchester, J. Air flow patterns in an industrial milk powder spray dryer. *Chemical Engineering Research and Design*, 88(7):899–910, 2010.
- [22] Gharsallaoui, A., Roudaut, G., Chambin, O., Voilley, A., y Saurel, R. Applications of spray-drying in microencapsulation of food ingredients: An overview. *Food Research International*, 40(9):1107–1121, 2007.
- [23] Gianfrancesco, A. Spray drying engineering: particle stickiness in relation with agglomeration. 2009.
- [24] Ginnings, D. y Furukawa, G. Heat capacity standards for the range 14 to 1200 K. *Journal of the American Chemical Society*, 75(3):522–527, 1953.
- [25] Grabowski, J., Truong, V.-D., y Daubert, C. Nutritional and rheological characterization of spray dried sweetpotato powder. *LWT-Food Science and Technology*, 41(2):206–216, 2008.
- [26] Holterman, H. Kinetics and evaporation of water drops in air. 2003.
- [27] Hovenden, R. y Davidson, M. Turbulence modelling of single phase flow in a spray dryer. *Proceedings of First International Conference on CFD in Mineral and Metal Processing and Power Generation, CSIRO*, p. 459–465, 1997.
- [28] Huang, L. y Mujumdar, A. Numerical study of two-stage horizontal spray dryers using computational fluid dynamics. *Drying Technology*, 24(6):727–733, 2006.
- [29] Huang, L. y Mujumdar, A. The effect of rotary disk atomizer rpm on particle size distribution in a semi-industrial spray dryer. *Drying Technology*, 26(11):1319–1325, 2008.
- [30] Huang, L., Kumar, K., y Mujumdar, A. Use of computational fluid dynamics to evaluate alternative spray dryer chamber configurations. *Drying Technology*, 21(3):385–412, 2003.
- [31] Huang, L., Kumar, K., y Mujumdar, A. Simulation of a spray dryer fitted with a rotary disk atomizer using a three-dimensional computational fluid dynamic model. *Drying Technology*, 22(6):1489–1515, 2004.
- [32] Huang, L., Kumar, K., y Mujumdar, A. A comparative study of a spray dryer with rotary disc atomizer and pressure nozzle using computational fluid dynamic simulations. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 45(6):461–470, 2006.
- [33] Jensen, K. Flow measurements. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26(4):400–419, 2004.

- [34] Jongasma, F., Innings, F., Olsson, M., y Carlsson, F. Large eddy simulation of unsteady turbulent flow in a semi-industrial size spray dryer. *Dairy Science & Technology*, 93(4-5): 373–386, 2013.
- [35] Kieviet, F. Modelling quality in spray drying. 1997.
- [36] Kieviet, F. y Kerkhof, P. Air flow, temperature and humidity patterns in a co-current spray dryer: modelling and measurements. *Drying Technology*, 15(6-8):1763–1773, 1997.
- [37] Kieviet, F., Van Raaij, J., De Moor, P., y Kerkhof, P. Measurement and modelling of the air flow pattern in a pilot-plant spray dryer. *Chemical Engineering Research and Design*, 75(3):321–328, 1997.
- [38] Koo, H.-M. y Park, S. Prediction of turbulent offset jet flows with an assessment of QUICKER scheme. *International journal for numerical methods in fluids*, 15(3):355–372, 1992.
- [39] Langrish, T. Multi-scale mathematical modelling of spray dryers. *Journal of food engineering*, 93(2):218–228, 2009.
- [40] Langrish, T., Oakley, D., Keey, R., y Bahu, R. Time-dependent flow patterns in spray dryers. *Chemical Engineering Research and Design*, (71):355–360, 1993.
- [41] Langrish, T., Williams, J., y Fletcher, D. Simulation of the effects of inlet swirl on gas flow patterns in a pilot-scale spray dryer. *Chemical Engineering Research and Design*, 82(7):821–833, 2004.
- [42] Lebarbier, C., Kockel, T., Fletcher, D., y Langrish, T. Experimental measurement and numerical simulation of the effect of swirl on flow stability in spray dryers. *Chemical Engineering Research and Design*, 79(3):260–268, 2001.
- [43] Lefebvre, A. Atomization and sprays. 1988.
- [44] Liu, A., Mather, D., y Reitz, R. Modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays. Technical report, DTIC Document, 1993.
- [45] Masters, K. Spray drying handbook. 1991.
- [46] Meyer, K., Velte, C., y Ullum, T. PIV measurements of flow structures in a spray dryer. *9th International Symposium On Particle Image Velocimetry*, 2011.
- [47] Mezhericher, M., Levy, A., y Borde, I. Droplet–droplet interactions in spray drying by using 2d computational fluid dynamics. *Drying Technology*, 26(3):265–282, 2008.
- [48] Mezhericher, M., Levy, A., y Borde, I. Modeling of droplet drying in spray chambers using 2d and 3d computational fluid dynamics. *Drying Technology*, 27(3):359–370, 2009.
- [49] Morsi, S. y Alexander, A. An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems. *Journal of Fluid Mechanics*, 55(02):193–208, 1972.
- [50] Mujumdar, A. Handbook of industrial drying. 2014.
- [51] Mujumdar, A., Huang, L., y Chen, X. An overview of the recent advances in spray-drying. *Dairy Science & Technology*, 90(2-3):211–224, 2010.
- [52] Oakley, D. Spray dryer modeling in theory and practice. *Drying Technology*, 22(6): 1371–1402, 2004.
- [53] Omidvar, A. y Khaleghi, H. An analytical approach for calculation of critical weber number of droplet breakup in turbulent gaseous flows. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 37(8):2311–2321, 2012.

- [54] Osborne, N., Stimson, H., y Ginnings, D. Measurements of heat capacity and heat of vaporization of water in the range of 0 to 100 C. 1939.
- [55] Peng, F. y Aggarwal, S. A review of droplet dynamics and vaporization modeling for engineering calculations. *ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1994.
- [56] Phisut, N. Spray drying technique of fruit juice powder: some factors influencing the properties of product. *International Food Research Journal*, 19(4):1297–1306, 2012.
- [57] Pope, S. B. Turbulent flows. 2000.
- [58] Ranz, W. y Marshall, W. Evaporation from drops. *Chem. Eng. Prog*, 48(3):141–146, 1952.
- [59] Renksizbulut, M. y Yuen, M. Numerical study of droplet evaporation in a high-temperature stream. *Journal of Heat Transfer*, 105(2):389–397, 1983.
- [60] Roustapour, O., Hosseinalipour, M., Ghobadian, B., Mohaghegh, F., y Azad, N. A proposed numerical–experimental method for drying kinetics in a spray dryer. *Journal of food engineering*, 90(1):20–26, 2009.
- [61] Saleh, S. CFD simulations of a co-current spray dryer. *World academy of Science, Engineering and Technology*, 62:772–777, 2010.
- [62] Schuck, P., Méjean, S., Dolivet, A., y Jeantet, R. Thermohygrometric sensor: A tool for optimizing the spray drying process. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*, 6(1):45–50, 2005.
- [63] Semião, V., Andrade, P., y da GraCa Carvalho, M. Spray characterization: numerical prediction of sauter mean diameter and droplet size distribution. *Fuel*, 75(15):1707–1714, 1996.
- [64] Sheldrake, C. Unsteady effects in the high pressure stage of a model gas turbine. 1995.
- [65] Siebert, H., Lehmann, K., y Shaw, R. On the use of hot-wire anemometers for turbulence measurements in clouds. *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*, 24(6):980–993, 2007.
- [66] Southwell, D. y Langrish, T. Observations of flow patterns in a spray dryer. *Drying Technology*, 18(3):661–685, 2000.
- [67] Southwell, D. y Langrish, T. The effect of swirl on flow stability in spray dryers. *Chemical Engineering Research and Design*, 79(3):222–234, 2001.
- [68] Speziale, C. y Thangam, S. Analysis of an RNG based turbulence model for separated flows. *International Journal of Engineering Science*, 30(10):1379–IN4, 1992.
- [69] Sturm, B., Hofacker, W., y Hensel, O. Optimizing the drying parameters for hot-air-dried apples. *Drying Technology*, 30(14):1570–1582, 2012.
- [70] Versteeg, H. y Malalasekera, W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2007.
- [71] Wawrzyniak, P., Podyma, M., Zbicinski, I., Bartczak, Z., y Rabaeva, J. Modeling of air flow in an industrial countercurrent spray-drying tower. *Drying Technology*, 30(2): 217–224, 2012.
- [72] Westergaard, V. Milk powder technology: evaporation and spray drying. 2004.
- [73] Wilcox, D. Simulation of transition with a two-equation turbulence model. *AIAA journal*, 32(2):247–255, 1994.

-
- [74] Woo, M., Daud, W., Mujumdar, A., Wu, Z., Meor Talib, M., y Tasirin, S. CFD evaluation of droplet drying models in a spray dryer fitted with a rotary atomizer. *Drying Technology*, 26(10):1180–1198, 2008.
- [75] Woo, M., Daud, W., Mujumdar, A., Wu, Z., Talib, M., y Tasirin, S. Non-swirling steady and transient flow simulations in short-form spray dryers. *Chemical Product and Process Modeling*, 4(1), 2009.
- [76] Woo, M., Mujumdar, A., y Daud, W. CFD simulation of spray dryers. 1(1):1–36, 2010.
- [77] Yoon, S. Lagrangian-based stochastic dilute spray modelling for drying applications. 1(1):77–112, 2010.
- [78] Zbicinski, I., Delag, A., Strumillo, C., y Adamiec, J. Advanced experimental analysis of drying kinetics in spray drying. *Chemical Engineering Journal*, 86(1):207–216, 2002.