

Universidad de Oviedo

Programa de Doctorado en Ingeniería Energética y Control
de Procesos

Tesis Doctoral

Análisis de las prestaciones de diversos
sistemas de soplado en líneas de acero de
banda continua

Celia Miguel González

Departamento de Energía

Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón

Gijón, diciembre 2021

Índice

ÍNDICE	I
AGRADECIMIENTOS	V
RESUMEN	VII
ABSTRACT	IX
FIGURAS	XI
TABLAS	XXI
NOMENCLATURA	XXIII
CAPÍTULO 1	1
INTRODUCCIÓN	1
<i>1.1. Uso y limpieza de fluidos en la industria del acero</i>	<i>1</i>
1.1.1. Técnicas de soplado	2
1.1.2. Técnicas de secado térmico	3
<i>1.2. Principales procesos</i>	<i>4</i>
1.2.1. Laminación en frío	5
1.2.2. Líneas de hojalata	6
<i>1.3. Análisis de la problemática</i>	<i>8</i>
<i>1.4. Objetivo de la investigación</i>	<i>9</i>
<i>1.5. Metodología</i>	<i>9</i>
<i>1.6. Estructura de la tesis</i>	<i>10</i>
CAPÍTULO 2	13
ESTADO DEL ARTE	13
<i>2.1. Sistemas de barrido más comunes</i>	<i>13</i>

2.2. Fenómenos asociados al soplado.....	16
2.3. Patentes de sistemas de secado.....	19
2.3.1. Dispositivo para mantener seca una banda laminada en frío a la salida de instalaciones de laminación de bandas:	19
2.3.2. Dispositivo de secado de banda, limpiador de banda, rodillo de laminación y método de laminación.....	20
2.3.3. Sistema para mantener seca la banda en la salida de procesos de laminación en frío:	21
2.3.4. Sistema de eliminación de lubricante utilizado en laminado en frío:.....	21
2.3.5. Sistema de limpieza por rodillo	22
2.4. Soluciones industriales más habituales.....	23
2.4.1. Cuchillas de aire	23
2.4.2. Colectores con boquillas	24
2.4.3. Rodillos de vacío	25
2.4.4. Secado por contacto de listones de plástico	26
2.5. Principales dificultades.....	27
CAPÍTULO 3.....	29
METODOLOGÍA NUMÉRICA	29
3.1. Características básicas de un CFD	29
3.2. Modelo aerodinámico de cuchillas de aire	31
3.2.1. Geometría	31
3.2.2. Malla.....	32
3.2.3. Modelo numérico y condiciones de contorno	34
3.2.4. Independencia de malla y validación.....	36
3.2.5. Elección del modelo de turbulencia.....	38
3.2.6. Proceso de cálculo y convergencia.	41
3.3. Modelo multifase VOF para estudio de la interacción aire-agua.....	42
3.3.1. Geometría	42
3.3.2. Malla.....	43
3.3.3. Modelo numérico.....	45
3.3.4. Proceso de cálculo y convergencia.	46
CAPÍTULO 4.....	47
METODOLOGÍA EXPERIMENTAL	47
4.1. Características básicas de la metodología experimental.....	47
4.2. Instalación Experimental	48
4.2.1. Descripción del banco de ensayos	48
4.2.2. Instrumentación	50
4.3. Configuraciones de los de sistemas de soplado analizados.....	57

4.3.1. Cuchilla de aire	57
4.3.2. Colector con boquillas	58
4.4. Ejecución de los ensayos.....	60
4.4.1. Huella de presión del chorro de impacto	60
4.4.2. Perfil de velocidad del chorro de pared	61
4.4.3. Tensión cortante en la pared	62
4.4.3.1. Medidas de tensión cortante en la pared en eje OZ	62
4.4.3.2. Medidas de tensión cortante en la pared en eje OX.....	63
4.5. Adimensionalización de las medidas longitudinales.....	64
4.6. Análisis de incertidumbre de las medidas.....	64
4.6.1. Cuchilla de aire	64
4.6.2. Boquilla plana.....	71
CAPÍTULO 5	75
RESULTADOS NUMÉRICOS	75
5.1. Modelo aerodinámico de cuchillas de aire	75
5.2. Modelo multifásico VOF para el estudio de la interacción aire-agua.....	86
CAPÍTULO 6	91
RESULTADOS EXPERIMENTALES	91
6.1. Sistema de secado por cuchilla de aire	91
6.1.1. Obtención de la huella de presión del chorro de impacto	92
6.1.2. Obtención de la tensión cortante en la pared	95
6.2. Sistema de secado por colector con boquillas planas.....	100
6.3. Análisis de la interacción entre boquillas.....	102
6.3.1. Obtención de huellas de presión del chorro de impacto para colector con 2 boquillas planas.....	102
6.3.2. Obtención del perfil de velocidad del chorro de pared para colector con dos boquillas planas	105
6.3.3. Obtención de la tensión cortante en la pared para colector con dos boquillas planas	107
6.4. Comparación de sistemas de secado.....	112
6.4.1. Comentarios sobre funcionamiento de las boquillas.....	115
CAPÍTULO 7	117
CONCLUSIONES.....	117
7.1. Conclusiones	117
7.1.1. Conclusiones sobre la metodología numérica.....	118
7.1.2. Conclusiones sobre la metodología experimental.....	120
7.2. Trabajos futuros.....	122

ANEXO I	125
HUELLAS DE PRESIÓN: COLECTOR CON BOQUILLAS	125
ANEXO II.....	129
PLANOS DE CUCHILLA	129
ANEXO III	135
PUBLICACIONES.....	135
REFERENCIAS.....	165

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer el gran apoyo y dedicación a mi director de tesis, Bruno Pereiras García. Gracias por el conocimiento brindado y por la confianza puesta en este proyecto y en mí. Quiero hacer una mención especial a Miguel Ángel Vigil Berrocal, codirector de tesis, y Alejandro Rodríguez de Castro. Gracias por vuestra disposición e interés.

Deseo, de igual forma, expresar mi más profundo agradecimiento a todos mis compañeros del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo. Todos me han dispuesto su ayuda y me han animado durante la realización de este trabajo. Agradecer de forma especial a Manuel García Díaz, mi compañero de aventuras desde que todo esto comenzó, por su gran ayuda y por los buenos momentos. Gracias también a Laudino Rodríguez García, por la fabricación del Venturi, a Manuel López Aparicio, de talleres IMECO, por la fabricación de la cuchilla de aire y a Illán Menéndez Álvarez, por la puesta en marcha del sistema de movimiento de la bancada. Sin todos ellos, el modelo experimental de esta tesis no habría llegado a buen fin.

Asimismo, quiero agradecer de todo corazón a mis padres, Roberto y Beatriz, por haberme inculcado valores como el esfuerzo y la perseverancia. Ellos han sido y serán siempre mi gran ejemplo. Y, para terminar, mi agradecimiento a mi compañero de vida, Alejandro Amato, por creer en mí y ayudarme a cumplir mis sueños.

Resumen

Para muchos de los procesos de la fabricación de acero es fundamental una alta eficiencia de secado de la banda para obtener un acabado de la calidad deseada. El mecanismo para mantener la banda seca durante, por ejemplo, el proceso de laminado en frío o la fabricación de hojalata, se basa en la reducción de la cantidad de fluido depositado mediante fuerzas mecánicas. Estas fuerzas se aplican con aire soplado a alta presión a través de boquillas o directamente con chorros de aire.

En la presente tesis doctoral se realiza un análisis y caracterización de dos de los sistemas de soplado más utilizados actualmente en la industria del acero: cuchilla de aire y colector con boquillas planas.

Se ha desarrollado un modelo numérico aerodinámico que ha permitido estudiar la influencia de distintos tipos de geometrías en el correcto funcionamiento de una cuchilla de aire y se ha llegado a la conclusión de que el tipo de alimentación es un punto crítico para el diseño de estos sistemas de soplado. Además, para complementar este modelo, se ha realizado un modelo multifásico VOF para el estudio de la interacción aire-agua.

Por otra parte, se ha diseñado y construido un banco de ensayos que ha permitido establecer una metodología experimental para la obtención y comparación de presiones de impacto y tensiones cortantes de pared para diferentes configuraciones de colector con boquillas de aire planas y cuchilla de aire. La realización de ensayos experimentales ha permitido caracterizar una boquilla de aire comercial, e incluso analizar la interacción existente en arrays de boquillas. Por último, se han comparado ambos sistemas en base a los resultados experimentales obtenidos.

Abstract

High drying efficiency is essential for many of the steelmaking processes to obtain a desired quality of the final product. The mechanisms to keep the strip dried, for example, during the cold rolling process or the tinplate manufacture, is based on reducing the liquid deposited on the strip by means of mechanical forces. Those forces are applied with high pressure air blown through nozzles or with air jets directly.

In this thesis, an analysis and characterization of two of the most widely used blowing systems in the steel manufacturing are carried out: air-knife and collector with flat nozzles.

An aerodynamical numerical model was developed to study different types of geometries of an air-knife and it has been concluded that the type of feeding (lateral or central) is a critical point for its performance. In addition, to complement this model, a multiphase VOF model has been developed to study the air-water interaction.

On the other hand, a test bench has been designed and built for establishing an experimental methodology for obtaining and comparing pressure prints and wall shear stresses for different configurations of collector with flat nozzles and air-knife. Finally, both systems were compared from an experimental point of view.

Figuras

Figura 1. Tipos de secado según espesor de agua.	2
Figura 2. Dispositivos de soplado: A) Colector con boquillas de aire; B) Cuchilla de aire.	2
Figura 3. Imagen de mesa de succión (SMS SIEMAG) basada en la patente [2].	3
Figura 4. Secador infrarrojo utilizado en la industria alimentaria (arroz, frutos secos...). La tecnología implica una transferencia de calor por radiación entre un elemento caliente y un material a menor temperatura que necesita secarse. Proporciona un secado altamente eficiente [Sunwell Global][8].	3
Figura 5. Esquema de un tren clásico de laminación en frío y limitaciones asociadas al proceso [10].	5
Figura 6. Rampa de soplado AirPlow (Silvent) [12], instalada en ArcelorMittal Gante. ...	6
Figura 7. Esquema del nuevo proceso de pasivación libre de cromo para su implantación en líneas de hojalata. Descripción del proceso en 5 pasos [14].	7
Figura 8. Manchas de emulsión [15].	8
Figura 9. Regiones de un chorro circular impactando sobre una superficie plana.	14
Figura 10. Esquema de fuerzas resultantes al impactar un chorro circular sobre una superficie líquida.	15
Figura 11. Distribución de presión estática en la zona de impacto de un chorro con $Re = 11000$, para diferentes H/D [30].	17
Figura 12. Gota de agua moviéndose de manera horizontal por una superficie sólida, siendo soplada por un chorro de aire [37].	18
Figura 13. Efecto de la altura de las sondas Stanton ($h_{stanton}=0.05$ mm; $h_{stanton}=0.115$ mm; $h_{stanton}=0.130$ mm) y las sondas Preston ($d=0.46$ mm; $d=0.55$ mm; $d=0.70$ mm; ...	

d=0.82 mm; d=0.92 mm) en las mediciones de tensión cortante de la pared, para $HD=20.6$ y $Re =6300$ [30].	19
Figura 14. Esquema de la patente de sistema de soplado de bandas [2]: A)Dispositivo de soplado de banda superior (8, 10, 12 y 16). B) Cajón de succión.	20
Figura 15. Esquema de la patente de dispositivo de secado de banda, limpiador de banda, rodillo de laminación y método de laminación [41]. A) Dispositivo de secado de acuerdo con la invención. B) Vista de sección (en dirección axial) del dispositivo de secado mostrado en A).	20
Figura 16. Esquema de la patenta de sistema para mantener seca la banda en la salida de procesos de laminación en frío [42].	21
Figura 17. Esquema de la patente de sistema de eliminación de lubricante utilizado en laminación en frío [43]: A) Vista frontal del sistema de cajas de succión y tuberías empleadas. B) Vista lateral de la caja de rodillos y sistema de evacuación de lubricante y refrigerante.	22
Figura 18. Esquema de la patente de sistema de limpieza por rodillo. Vista de sección simplificada [44].	22
Figura 19. Cuchilla de aire comercial (Air-Sonic) con dos tipos de alimentación diferente: alimentación lateral y central.	23
Figura 20. A) Boquilla de aire Silvent 209 L, B) Boquilla de aire Silvent 710 L, C) Boquilla de aire Silvent 973L. Boquillas de aire con patrones de aire circulares: A y B. Boquilla con patrón de aire plano: C.	24
Figura 21. Silvent Airplow™. Colector comercial alimentado bilateralmente, en ángulo de 120° y boquillas de patrón circular Silvent 710L.	25
Figura 22. Cortina de aire Silvent 378. Colector comercial de sección constante alimentado lateralmente y boquillas de patrón plano 973.	25
Figura 23. Esquema de funcionamiento y componentes de secado por rodillos de vacío [49].	26
Figura 24. A) Sistema de secado comercializado por UVB Technik. B) Distintos listones de plástico utilizados para el barrido por contacto [50].	26
Figura 25. Etapas para resolver un problema con CFD y software utilizado en cada etapa para la resolución de los modelos numéricos presentados.	30
Figura 26. A) Esquema de la geometría del modelo. B) Detalle de la alimentación lateral. C) Detalle del colector: ancho $L1= 1400$ mm, separación del primer y último tornillo del lateral $L2= 30$ mm, separación entre tornillos centrales $L3= 121$ mm y ancho de banda $L4= 1200$ mm.	32

Figura 27. Detalles de la malla: A) alimentación lateral, B) malla tipo O-Ggrid alrededor de los tornillos y C) alimentación central.	33
Figura 28. Calidad de la malla: determinante 3x3x3.	33
Figura 29. Calidad de la malla: ángulo.	34
Figura 30. Condiciones de contorno del modelo.....	36
Figura 31. Detalle de sección del chorro perpendicular con mallas generadas de menos a más densidad de celdas.	37
Figura 32. Presión ejercida sobre la banda. Comparación de diferentes mallas y análisis de la influencia del número de Reynolds. Resultados numéricos comparados con datos experimentales obtenidos de [30].....	37
Figura 33. Presión ejercida sobre la banda en el eje X para Z=0.6m. Comparación de diferentes modelos de turbulencia: LES, k- ε Realizable Enhanced Wall Treatment, k- ε RNG Enhanced Wall Treatment, k- ω SST. Datos comparados con medidas experimentales de Tu & Wood [30]......	39
Figura 34. Contornos de velocidad en el plano XY. Comparación de modelos de turbulencia RANS y LES.....	40
Figura 35. Tensión cortante sobre la banda en el eje X. Comparación de diferentes modelos de turbulencia: LES, k- ε Realizable Enhanced Wall Treatment, k- ε RNG Enhanced Wall Treatment, k- ω SST. Datos comparados con medidas experimentales de Tu & Wood [30].	41
Figura 36. Valores de presión y tensión cortante obtenidas con el modelo de turbulencia k- ε Realizable Enhanced Wall Treatment a diferentes alturas: h=0mm (sobre la banda) y h=0.05mm (altura del Tubo de Stanton más pequeño utilizado por [30]). Comparación de resultados con valores experimentales de la bibliografía [30].	41
Figura 37. Geometría del modelo numérico VOF.....	43
Figura 38. Malla del modelo numérico VOF. Detalle de la malla en la cuchilla de aire. .	43
Figura 39. Calidad de la malla del modelo VOF: determinante 3x3x3.....	44
Figura 40. Calidad de la malla del modelo VOF: ángulo.....	44
Figura 41. Contornos de velocidad en la salida de la cuchilla (nozzle) obtenidos de los casos aerodinámicos: alimentación lateral con tornillos. Condición de entrada de perfil de velocidad en la salida de la cuchilla utilizada en el modelo multifásico.....	45
Figura 42. Condiciones de contorno del modelo numérico VOF.....	46
Figura 43. Esquema del banco experimental e instrumentación.	48
Figura 44. Características geométricas de las tomas de presiones instaladas en el metacrilato.....	49

Figura 45. Detalle de la mecánica del sistema de movimiento instalado en el banco experimental.....	49
Figura 46. Detalle del tubo de Venturi utilizado para medida de caudal según norma ISO-5167[56].....	50
Figura 47. Patrón perforado en la planta de metacrilato para conexiones con tomas de presión.....	51
Figura 48. Ejemplo de estabilidad en las medidas de presión tomadas durante 6s.	52
Figura 49. Esquema chorro de aire impactando contra pared y medición de tensión superficial (τ) con sonda Preston, donde P_t es la presión total, P_s es la presión estática, U_m es la velocidad máxima del chorro de pared y δ es la distancia desde la pared a la que se encuentra la velocidad máxima.....	53
Figura 50. Calibración de Patel para sondas Preston [59].....	54
Figura 51. Sonda Preston de 0.2 mm de diámetro exterior y tubo de Pitot simple de 0.4 mm de diámetro exterior. Posicionador milimétrico utilizado para el barrido vertical de presiones dinámicas con el objetivo de obtener el perfil de velocidad del chorro de pared a distintas distancias desde la zona de impacto.....	55
Figura 52. Esquema completo de la instalación experimental. Instrumentación y control de movimiento.	56
Figura 53. Esquema de la cuchilla de aire empleada en los ensayos. Cuchilla dividida en dos partes y acoples interiores de 1, 2 y 3 mm.....	57
Figura 54. Boquilla de la serie 600.283.42 de Lechler de chorro plano multicanal empleada en los ensayos. Datos técnicos de fuerza de soplado y consumo de aire para diferentes presiones [60].	58
Figura 55. Distintas configuraciones de estudio de colector con boquillas planas.	59
Figura 56. Diagrama de desplazamiento del sistema de secado (cuchilla de aire o colector con boquillas planas), para obtención de huella de presión de chorro de impacto.	60
Figura 57. Diagrama de desplazamiento del tubo de Pitot simple para la obtención del perfil de velocidad del chorro de pared. Donde, P_t es la presión total y P_s es la presión estática.	61
Figura 58. Diagrama de posiciones relativas de la sonda Preston para la obtención de tensión cortante en la pared en el eje OZ, en el caso concreto del sistema de secado compuesto por un colector con boquillas de aire planas.	62
Figura 59. Diagrama de desplazamientos de la sonda Preston para la obtención de tensión cortante en la pared en el eje OX, en el caso concreto del sistema de secado compuesto por un colector con boquillas de aire planas.	63

Figura 60. Distribución típica de la presión resultante del impacto de un chorro de aire. Definición de la variable ‘b’ como la mitad del ancho de huella para la mitad de la presión máxima (P_s).....	64
Figura 61. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de caudal (ecuación (4.6.2))	66
Figura 62. Incertidumbres de precisión sobre el cálculo del caudal $U(Q)$ y la presión en el colector $U(P_c)$ para sistema de secado por cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm a una altura de soplado $H=50$ mm.	66
Figura 63. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la tensión cortante (ecuación (4.6.4)(4.6.3)).....	67
Figura 64. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de presión de la huella de impacto $U(P_{scan})$ de manera adimensional respecto al desplazamiento X/b , para un caso de cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=20$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=2$ kPa.	69
Figura 65. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de tensión cortante en la pared $U(\tau)$ de manera adimensional respecto al desplazamiento X/b , para un caso de cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=20$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=2$ kPa.	69
Figura 66. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la presión de forma adimensional.....	70
Figura 67. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la tensión cortante de forma adimensional.	70
Figura 68. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de caudal (ecuación (4.6.2))	71
Figura 69. Incertidumbres de precisión sobre el cálculo del caudal $U(Q)$ y la presión en el colector $U(P_c)$ para una boquilla plana.	72
Figura 70. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de presión de la huella de impacto $U(P_{scan})$ de una boquilla plana, respecto al desplazamiento X/b , a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=10$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=200$ kPa.	73
Figura 71. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de tensión cortante $U(\tau)$ de una boquilla plana, respecto al desplazamiento X/b , a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=10$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=200$ kPa.	73
Figura 72. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la tensión cortante de forma adimensional para una boquilla plana	

soplando a un caudal $Q=10 \text{ Nm}^3/\text{h}$ que corresponde con una presión en el colector $P_c=200$ kPa.....	74
Figura 73. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la presión de forma adimensional para una boquilla plana soplando a un caudal $Q=10 \text{ Nm}^3/\text{h}$ que corresponde con una presión en el colector $P_c=200$ kPa.	74
Figura 74. Líneas de flujo de velocidad para ambas geometrías de colector: alimentación lateral y alimentación central para un ancho de soplado de cuchilla de $D=24\text{mm}$	76
Figura 75. Comparación de contornos de presión y velocidad para un plano medio en $Z=0.6\text{m}$, según el ancho de soplado de cuchilla (D), para una cuchilla con alimentación lateral.....	76
Figura 76. Comparación de contornos de presión y velocidad para un plano medio en $Z=0.6\text{m}$, según el ancho de soplado de cuchilla (D), para una cuchilla con alimentación central.....	77
Figura 77. Comparación de contornos de velocidad en la dirección OY' para un plano ZY' en la zona del chorro de impacto, según ancho de soplado de cuchilla (D), de izquierda a derecha 24, 12 y 3 mm, con geometría con alimentación central/lateral y con/sin tornillos.	78
Figura 78. Línea de presión en dirección OZ , correspondiente a la zona de impacto del chorro sobre la banda. Datos correspondientes a una geometría con alimentación lateral con/sin tornillos y un ancho de soplado de cuchilla $D=3/12/24\text{mm}$	79
Figura 79. Línea de presión en dirección OZ , correspondiente a la zona de impacto del chorro sobre la banda. Datos correspondientes a una geometría con alimentación central con/sin tornillos y un ancho de soplado de cuchilla $D=3/12/24\text{mm}$	79
Figura 80. Comparación de contornos de presión sobre la banda en la zona de impacto, según ancho de soplado de cuchilla (D) con geometría con alimentación central/lateral y con/sin tornillos.....	81
Figura 81. Comparación de contornos de velocidad en un plano $Y'Z$ para un valor de X comprendido en el interior de la cuchilla. Valores comparados según ancho de soplado de cuchilla (D) con geometría con alimentación lateral/central y presencia de tornillos. Influencia de tornillos en ambos casos.....	81
Figura 82. Contornos de TKE para el caso de alimentación central con tornillos.	82
Figura 83. Comparación del TKE y el esfuerzo cortante para diferentes configuraciones del colector: alimentación central/lateral con/sin tornillos, para un ancho de soplado de cuchilla de $D=24 \text{ mm}$	83

Figura 84. Contornos de tensión cortante de pared sobre la banda para distintas configuraciones de colector: alimentación central/lateral con/sin tornillos, para distintos anchos de soplado de cuchilla: A) $D=24$ mm, B) $D=12$ mm y C) $D=3$ mm. 85

Figura 85. Espesor de agua [μm] a la salida, aguas abajo de la cuchilla, según la velocidad de chorro (U_o) de la cuchilla de aire. Valores promediados en 0.08s. 86

Figura 86. Espesor de agua resultante al impacto de una cuchilla de aire en un plano a $Z=50$ mm. Velocidad de soplado $U_o=25$ m/s. Valor promediado en 0.08s. 87

Figura 87. Espesor de agua resultante al impacto de una cuchilla de aire en un plano a $Z=50$ mm. Velocidad de soplado $U_o=140$ m/s. Valor promediado en 0.08s. 87

Figura 88. Espesor de agua resultante al impacto de una cuchilla de aire en un plano a $Z=50$ mm. Velocidad de soplado $U_o=200$ m/s. Valor promediado en 0.08s. 88

Figura 89. Espesor de agua respecto al tiempo para 0.08 s de simulación que corresponden con una vuelta completa de la banda al dominio. Velocidad de soplado $U_o=200$ m/s. Comparación de espesor de agua resultante del modelo con/sin tornillo. 89

Figura 90. Caudales de funcionamiento de la cuchilla de aire según la presión en el colector (P_c). 92

Figura 91. Huellas de presión de una cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm, para una presión en la cuchilla $P_c=2\text{kPa}$ y diferentes alturas de soplado: A) $H/D=3$, B) $H/D=6$, C) $H/D=12.5$ y D) $H/D=25$ 93

Figura 92. Dependencia de la presión de soplado respecto a diferentes H/D para $Re=2394$. Comparación de resultados obtenidos con datos experimentales de la bibliografía (puntos de color negro para $H/D=4$ y $Re=11300$ [30]). 94

Figura 93. Variación de $2b/D$ para diferentes condiciones de funcionamiento de una cuchilla de aire. Los datos obtenidos con el experimental de este trabajo ($D=2$ mm y un $Re=2394$) se comparan con datos obtenidos de manera experimental por autores de la bibliografía [30] ($D=0.97$ mm con un $Re=3040/4530/6300$, y $D=6.4$ mm con un $Re=11000$). 95

Figura 94. Dependencia del valor de tensión cortante para diferentes configuraciones de funcionamiento de una cuchilla de aire con un ancho de ranura $D=2$ mm y un $Re=2394$ para diferentes H/D de 3, 6, 12.5 y 25. 96

Figura 95. Dependencia del valor máximo de tensión cortante respecto al número de Reynolds y la distancia de soplado (datos obtenidos con los ensayos experimentales: $Re=2394$) se comparan con datos obtenidos de manera experimental por autores de la bibliografía [30] ($Re=3040/4530/6300/11000$). 96

Figura 96. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=3$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=40$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=33.5$	98
Figura 97. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=6$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=35$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=28.7$	98
Figura 98. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=12.5$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=25$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=20.1$	99
Figura 99. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=25$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=15$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=13.1$	99
Figura 100. Caudales de funcionamiento de 1, 2 o 3 boquillas simultáneas según la presión en el colector (P_c). Comparación de datos experimentales con datos suministrados por el fabricante para una boquilla plana de la serie 600.283.42 de Lechler [60].....	100
Figura 101. Huella de presión y tensión cortante en la pared de una boquilla de aire plana de la serie 600.283.42 de Lechler, para una altura de soplado $H=50$ mm y una presión en el colector $P_c=2$ bar. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=4$ (centro de la boquilla). Barrido de tensión cortante desde un lateral al otro de la boquilla en dirección OZ para $X/b=10.7$	102
Figura 102. Huellas de presión de sistema de secado compuesto por colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler, para una altura de soplado $H=50$ mm y separación entre boquillas $L=25$ mm. Diferentes presiones en el colector: A) $P_c=3$ bar, B) $P_c=2$ bar y C) $P_c=1$ bar.	103
Figura 103. Huellas de presión de sistema de secado compuesto por colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler, para una presión en el colector $P_c=2$ bar y separación entre boquillas $L=25$ mm. Diferente altura de soplado: A) $H=75$ mm, B) $H=50$ mm y C) $H=25$ mm.	104
Figura 104. Huellas de presión de sistema de secado compuesto por colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler, para una presión en el colector	

$P_c=2$ bar y altura de soplado $H=50$ mm. Diferente distancia de separación entre boquillas A) $L=50$ mm, B) $L=25$ mm y C) $L=0$ mm.....	105
Figura 105. Velocidad del chorro de pared resultante del impacto de una boquilla de aire plana situada en un colector con dos boquillas de la serie 600.283.42 de Lechler. Altura de soplado $H=50$ mm, presión en el colector $P_c=2$ bar. Los valores de velocidad de la boquilla se toman en el punto central de la misma. Valores a diferentes distancias desde la línea de impacto $X/b=4.3$, $X/b=7.2$, $X/b=10$ y $X/b=12.9$	106
Figura 106. Velocidad máxima del chorro de pared en función de la distancia en X , para: una boquilla plana, zona de interacción entre dos boquillas separadas $L=0$ mm, zona de interacción entre dos boquillas separadas $L=25$ mm y zona de interacción entre dos boquillas separadas $L=50$ mm,.....	107
Figura 107. Valor de la tensión cortante en el eje Z que corresponde con el ancho de la huella de presiones para una única boquilla plana soplando a una distancia $H=50$ mm y una presión en el colector $P_c=2$ bar.....	108
Figura 108. Regiones identificadas en los gráficos de tensión cortante en el eje Z . Definición de la variable R , como el ancho de la región III.	108
Figura 109. Presión y tensión cortante en la pared para un colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler separadas $L=0$ mm entre sí. Altura de soplado $H=50$ mm, presión en el colector $P_c=2$ bar. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b= 4.6$ (centro de la boquilla) y $Z/b=8$ (zona de interacción). Barrido de tensión cortante desde el centro de la boquilla a la zona de interacción en dirección OZ para $X/b=10.9$	109
Figura 110. Presión y tensión cortante en la pared para un colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler separadas $L=25$ mm entre sí. Altura de soplado $H=50$ mm, presión en el colector $P_c=2$ bar. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=4.6$ (centro de la boquilla) y $Z/b=10$ (zona de interacción). Barrido de tensión cortante desde el centro de la boquilla a la zona de interacción en dirección OZ para $X/b=10.9$	110
Figura 111. Presión y tensión cortante en la pared para un caso de colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler separadas $L=50$ mm entre sí. Altura de soplado $H=50$ mm, presión en el colector $P_c=2$ bar. Relación de línea de presión y tensión cortante en dirección OX para $Z/b= 4.6$ (centro de la boquilla) y $Z/b=12$ (zona de interacción). Barrido de tensión cortante desde el centro de la boquilla a la zona de interacción en dirección OZ para $X/b=10.9$	111

Figura 112. Variación ancho de zona III (R, ver Figura 108) para cada distancia de separación entre boquillas (L), para un caso de colector con dos boquillas planas a una distancia de soplado $H=50$ mm y un caudal $Q=20$ Nm³/h. 112

Figura 113. Comparación de línea de presión para diferentes sistemas de secado: Cuchilla y boquilla plana de la serie 600.283.42 de Lechler. Además, se muestra la presión obtenida en el punto medio de la zona de interacción entre dos boquillas planas para $L=0$, $L=25$ y $L=50$ mm. 113

Figura 114. Comparación de tensión cortante para diferentes sistemas de secado: Cuchilla y boquilla plana de la serie 600.283.42 de Lechler. Además, se muestra la presión obtenida en el punto medio de la zona de interacción entre dos boquillas planas para $L=0$, $L=25$ y $L=50$ mm. 114

Figura 115. Boquillas utilizadas para la realización de este trabajo compuestas por dos partes de aluminio, superior e inferior y una junta. En la figura se pueden ver los agujeros destinados a los tornillos que aseguran el ensamblaje de la boquilla y las 16 ranuras que forman la sección de salida del aire. En ellas, se aprecia teflón acumulado. 115

Figura 116. Boquilla utilizada durante un tiempo prolongado en un proceso industrial, con ranuras de salida tupidas con restos de óxido provenientes del colector. 116

Tablas

Tabla 1. Valores de velocidades teóricas de soplado (v) y número de Reynolds (Re) para cada ancho de cuchilla (D).....	35
Tabla 2. Comparativa entre NEMA17 y NEMA23.....	50
Tabla 3. Características de la instrumentalización utilizada	56
Tabla 4. Ensayos realizados para la caracterización del sistema de secado por cuchilla de aire (ver nomenclatura en Figura 9).	58
Tabla 5. Ensayos realizados para la caracterización del sistema de secado compuesto por un colector con boquillas planas.	59
Tabla 6. Valores de la variable 'b' descrita en la Figura 60 para cada caso de estudio de la cuchilla de aire. Valores tomados en $Z=80$ mm, es decir, en el plano medio de la cuchilla de aire.	94

Nomenclatura

Notación:

b	Mitad de ancho de campana de Gauss para la mitad de la presión máxima
C_D	Coefficiente de descarga
D	Ancho de ranura de soplado
d	Diámetro exterior de la sonda Preston
F_t	Fuerza total
F_m	Fuerza asociada al momento del chorro
F_t	Esfuerzo cortante tangencial
F_p	Fuerza de presión debido al flujo recirculatorio
F_σ	Fuerza de tensión superficial
F_g	Fuerza de gravedad
h	Espesor de la capa de líquido
$h_{stanton}$	Altura de sonda Stanton
H	Distancia de soplado
M	Número de Mach
N	Número de movimientos necesarios para cubrir huella de impacto
L	Distancia entre boquillas
L_1	Ancho de cuchilla
L_2	Distancia de separación entre el primer o último tornillo al lateral
L_3	Distancia de separación entre tornillos centrales
L_4	Ancho de banda
P	Presión ejercida por el chorro

P_c	Presión en el colector
P_s	Presión máxima de la huella
ΔP_p	Diferencia de presiones entre sonda Preston y presión estática
$p_t^{preston}$	Presión total obtenida con la sonda Preston
p_s^{banda}	Presión estática en la pared
Re	Número de Reynolds
U_o	Velocidad de soplado
U_m	Velocidad máxima del chorro de pared
U_{strip}	Velocidad de la banda
U^*	Velocidad de fricción
$U(d)$	Incertidumbre de la medida de un diámetro del Venturi
$U(\Delta P)$	Incertidumbre de la medida de presión diferencial del Venturi
$U(\rho)$	Incertidumbre de la medida de la densidad
$U(P_c)$	Incertidumbre de la medida de presión en el colector
$U(Q)$	Incertidumbre de la medida de caudal
$U(P_{scan})$	Incertidumbre de la medida de presión medida con el escáner
$U(X)$	Incertidumbre en el desplazamiento en el eje OX
$U(\tau)$	Incertidumbre de la medida de tensión cortante
$U(L_1)$	Incertidumbre de la medida del ancho de cuchilla
$U(D)$	Incertidumbre de la medida del ancho de ranura de soplado
v	Velocidad del flujo
v_s	Velocidad del sonido en el medio
V_x	Velocidad en el eje X
x^*	Valor del eje X para calibración de sonda Preston según metodología de Patel
y^*	Valor del eje Y para calibración de sonda Preston según metodología de Patel
y^+	Distancia adimensional de pared
y	Distancia absoluta desde la pared

Símbolos griegos:

β	Relación de diámetros en Venturi
ρ	Densidad
δ	Espesor de la capa límite

μ	Viscosidad dinámica
ν	Viscosidad cinemática
σ	Tensión superficial
τ	Tensión cortante
τ_o	Tensión cortante de pared
α	Ángulo de soplado

Acrónimos:

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
EEPROM	<i>Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory</i>
FS	<i>Full Scale</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
NIT	<i>New Inorganic Treatment</i>
NUSS	<i>NetScanner Unified Startup Software</i>
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes Simulation</i>
REACH	<i>Registro, Evaluación, Autorización y Restricción de sustancias y mezclas químicas</i>
TKE	<i>Turbulent Kinetic Energy</i>
VOF	<i>Volume Of Fluid</i>

Capítulo 1

Introducción

1.1. Uso y limpieza de fluidos en la industria del acero

Para muchos de los procesos de la fabricación de acero, es fundamental la instalación de un sistema de secado. Durante diferentes etapas se generan sobre la banda pequeñas películas líquidas o aceitosas, las cuales provienen del líquido arrastrado desde secciones de limpieza, enfriamiento, lubricación o recubrimiento. La calidad del producto final depende del éxito en la limpieza de estos fluidos. Por tanto, es extremadamente importante comprender el funcionamiento de estos sistemas de secado, pudiendo conducir a un mejor diseño de estos procesos facilitando su gestión.

Un claro ejemplo de la presencia de líquidos durante el proceso de fabricación son las líneas de laminado y de recubrimiento, donde se pueden encontrar varios tipos de fluidos: granodina para pasivación libre de Cromo, sulfato de Zinc, emulsión agua-aceite, o directamente agua. En las líneas acabadoras de la industria del acero, se pueden diferenciar dos tipos de técnica para el proceso de secado, cuya elección dependerá principalmente del espesor de agua que es necesario eliminar (Figura 1) [1]:

- técnicas de soplado.
- técnicas de secado térmico.

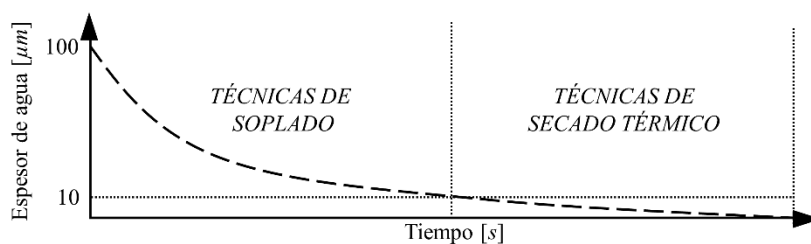


Figura 1. Tipos de secado según espesor de agua.

Además, ambas técnicas se pueden combinar en lo que se llama un sistema de secado híbrido.

1.1.1. Técnicas de soplado

Las técnicas de soplado, también llamadas *wiping* o *sistemas de barrido*, se basan en la reducción o eliminación de la cantidad de fluido depositado en la banda mediante fuerzas mecánicas y tienen como objetivo de secado un dominio de 100 micras a 1 micra de película líquida, que mayoritariamente es agua o emulsión [1].

Las tecnologías más utilizadas en este tipo de técnicas son las cuchillas de aire y colectores con una geometría específica que alimenta a boquillas de aire (Figura 2), pero también se utilizan otras tecnologías como son los rodillos de vacío o las mesas de succión (Figura 3).

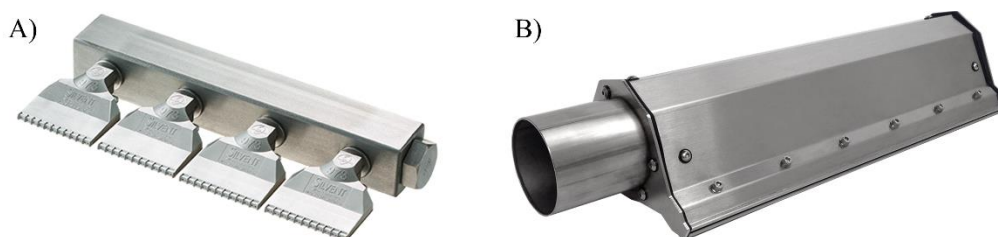


Figura 2. Dispositivos de soplado: A) Colector con boquillas de aire; B) Cuchilla de aire.

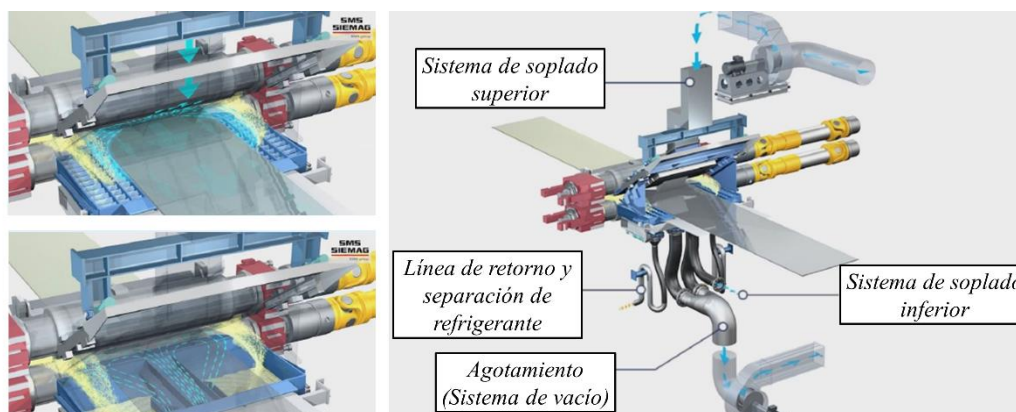


Figura 3. Imagen de mesa de succión (SMS SIEMAG) basada en la patente [2].

La principal ventaja de esta técnica es el bajo consumo de energía ya que la potencia instalada de un sistema típico de *wiping* son unos 100 kW. Sin embargo, su principal limitación es que no es capaz de eliminar espesores por debajo de 1 micra [1].

1.1.2. Técnicas de secado térmico

Las técnicas de secado térmico, también llamadas *drying* o *sistemas de secado*, se basan principalmente en la utilización de la temperatura para la evaporación del agua remanente en la banda de acero. En esta técnica se tiene en cuenta el factor termodinámico del secado y tiene como objetivo de secado un dominio de 10 a 0 micras de capa de humedad [1]. Esta humedad principalmente son restos de soluciones acuosas, Bonderite, NIT (*New Inorganic Treatment*, una solución desarrollada por ArcelorMittal para mejorar la estampabilidad de productos recubiertos [3]), e-Passivation (pasivado ecológico y sin cromo desarrollado por ArcelorMittal [4]), o simplemente agua. La tecnología más utilizada son los secadores de chorro de aire caliente, secadores infrarrojos (Figura 4) o secadores de inducción. Este tipo de técnicas son ampliamente utilizadas en la industria alimentaria [5][6][7].

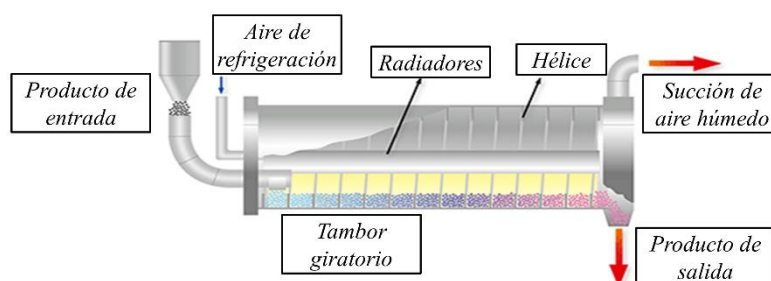


Figura 4. Secador infrarrojo utilizado en la industria alimentaria (arroz, frutos secos...). La tecnología implica una transferencia de calor por radiación entre un elemento caliente y un material a menor temperatura que necesita secarse. Proporciona un secado altamente eficiente [Sunwell Global][8].

El fenómeno físico más importante de la técnica de secado térmico es la transferencia de calor. Tanto la temperatura del aire en el sistema de secado, como las condiciones externas son parámetros clave en el proceso y tienen una influencia significativa sobre la velocidad de evaporación y el tiempo de secado. Dependiendo de los tipos y diseños de secadores, la transferencia de energía como calor del entorno circundante al sólido húmedo puede ocurrir como resultado de la convección, conducción, radiación o una combinación de estos efectos [1].

La principal ventaja de este tipo de secado en la fabricación de banda continua de acero es que permite conseguir la eliminación completa de la capa de humedad, dejando una superficie seca homogénea en la banda de acero. Su principal limitación es su gran consumo de energía, siendo la potencia instalada de un sistema típico de secado por aire caliente o sistema de inducción unos 500 kW [1]. Además, algo a tener en cuenta en la instalación de este tipo de secadores es su localización en la línea de producción. Como ejemplo, se ha visto que, si se instala un secador de chorro de aire caliente en líneas acabadoras de banda de acero para secar la banda antes de depositar el recubrimiento, la banda se calienta resultando una mala adherencia posterior del recubrimiento al material.

En algunas aplicaciones, se requiere una eliminación completa de la película húmeda sin dejar ningún residuo en la superficie de la banda. Por ejemplo, cuando se aplica únicamente agua (limpieza, principalmente). En tales casos, se pueden utilizar técnicas de soplado y/o de secado térmico. Sin embargo, existen otros procesos donde es requisito indispensable la existencia, después de secado, de una fina capa de producto residual en la superficie de la banda, como en la aplicación de Bonderite, NIT, etc [1]. En tales casos, son necesarias técnicas que eliminan solo el contenido acuoso de la solución. Las técnicas de soplado responden adecuadamente a tales requisitos [1].

1.2. Principales procesos

El soplado es una técnica que varía según el tipo de proceso, cantidad y/o tipo de fluido a eliminar. El estudio realizado en esta tesis se centra en el estudio de procesos de soplado relacionados con dos líneas acabadoras: la laminación en frío y las líneas de hojalata.

1.2.1. Laminación en frío

En el proceso de laminación en frío se produce una deformación permanente del acero haciendo pasar el material, que procede de laminado en caliente, entre dos cilindros cuya separación es inferior al espesor del material de partida [9]. El proceso de laminación en frío tiene unas limitaciones asociadas como, por ejemplo, el límite de anchura de la banda de acero o el diámetro y la fuerza que ejercen los rodillos (Figura 5) [10].

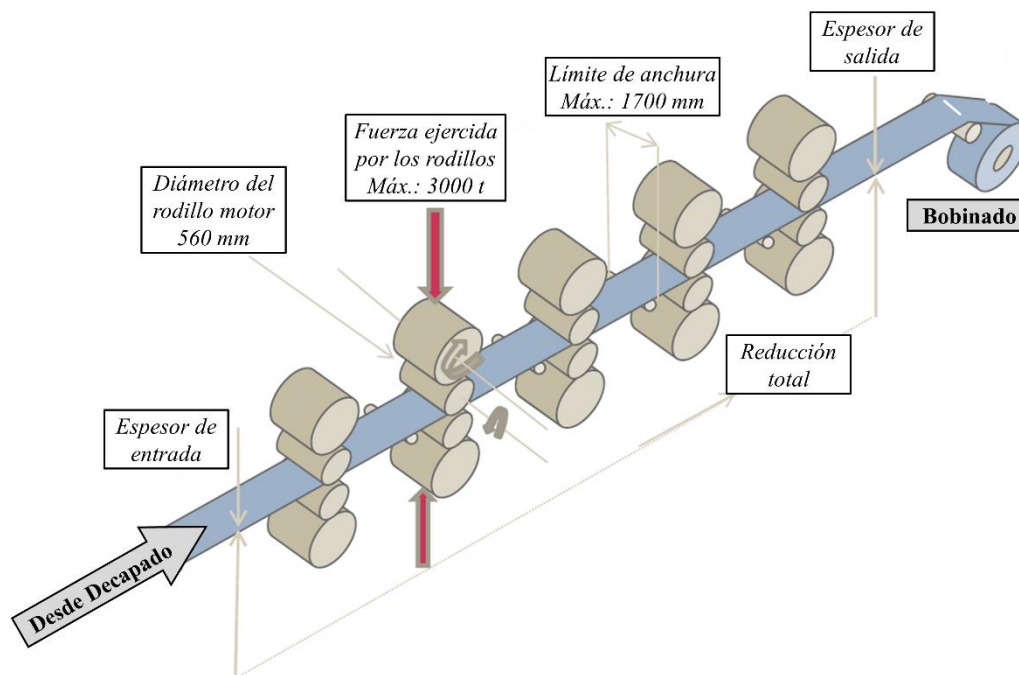


Figura 5. Esquema de un tren clásico de laminación en frío y limitaciones asociadas al proceso [10].

El metal adquiere aquí todas las características que lo hacen ser una materia prima increíblemente dura a la vez que flexible, idónea para la fabricación de productos como electrodomésticos, automóviles, latas de conserva, etc.

Dentro del proceso de laminación en frío, existe una alta exigencia para lograr una banda completamente seca, eliminando por completo todo el agua antes de bobinar, y que no pueda convertirse en reclamaciones en futuros procesos.

Por ejemplo, durante etapas previas al laminado en frío, el hierro se combina con el oxígeno de la atmósfera formando diferentes tipos de óxidos. Con el objetivo de eliminar estos residuos, la primera instalación en la laminación en frío es el decapado. En este punto del proceso se sumerge la banda de acero en un baño de ácido, generalmente clorhídrico o sulfúrico. Una vez decapada la banda, debe eliminarse de la superficie todo el resto de

ácido. Para ello, se hace pasar por unos tanques de agua, y, tras ellos, existen unos secadores de aire caliente cuya misión es secar completamente la banda por las dos caras [9].

Otro ejemplo, sería la eliminación de lubricantes. En la laminación en frío, el rozamiento que sufre la banda al contacto con los cilindros es una parte muy importante y, para su control, una correcta lubricación es fundamental. La lubricación reduce el rozamiento y refrigera los cilindros y la banda [10].

Hoy en día, los lubricantes usados en la laminación en frío aún siguen siendo materiales orgánicos, especialmente mezclas de aceites, grasas, ceras de semillas de plantas o de tejidos de animales, mezclados con emulgentes. Los emulgentes son productos químicos similares a los detergentes que facilitan la disgregación de aceite en pequeñas gotas, formando lo que se conoce como emulsión. Estas emulsiones deberán ser eliminados de la banda antes de su posterior bobinado para evitar las llamadas *manchas de emulsión* [11], que pueden dar lugar a defectos en los posteriores tratamientos.

La tecnología más moderna utilizada para la eliminación de emulsiones en el proceso de laminación en frío son las rampas de soplado, o sistemas de barrido, compuestas por colectores con boquillas de aire o rodillos de vacío.



Figura 6. Rampa de soplado AirPlow (Silvent) [12], instalada en ArcelorMittal Gante.

1.2.2. *Líneas de hojalata*

La hojalata se define como una chapa de acero de bajo espesor recubierta de una capa de estaño. Gracias al pasivado, un tratamiento químico de la hojalata que protege su superficie

durante el almacenamiento, la hojalata es comúnmente utilizada para envases de conservas, bebidas, leche en polvo para bebés, café o cualquier otro producto alimentario. Esto se debe principalmente a la seguridad que ofrece (robustez e impermeabilidad) y a sus ventajas en cuanto a reciclaje.

El pasivado tradicional está compuesto por cantidades muy pequeñas de cromo metálico y óxido de cromo depositados electrofóticamente sobre la banda [9].

Un ejemplo notable de la importancia del secado en las líneas de hojalata reside en los nuevos procesos de pasivación libre de cromo (Figura 7) que se deben de implantar en las líneas de hojalata europeas siguiendo la regulación REACH [13]. Este cambio en el proceso de la fabricación de hojalata se está desarrollando de forma conjunta por parte de los principales fabricantes de acero (ArcelorMittal, TKS, Tata, USS), de tal modo que se emplea un producto que sustituye al cromo: el Bonderite, y para su correcta pasivación se debe asegurar completamente el secado de la banda después de un aclarado previo a la deposición de dicho producto.

Por norma general este secado se consigue a través del uso de cuchillas de aire y dependiendo de la configuración de dichas cuchillas (tamaño de ranura, distancia a la banda y ángulo de ataque) el secado podrá ser más o menos efectivo.

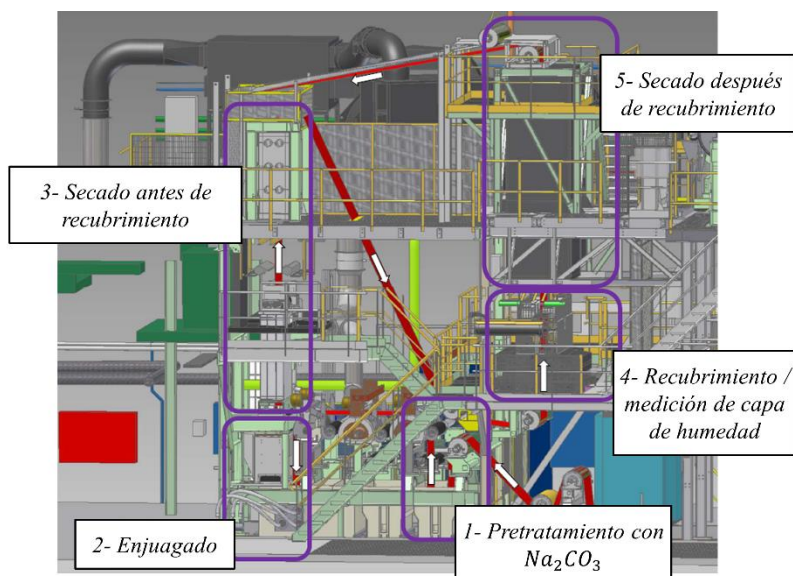


Figura 7. Esquema del nuevo proceso de pasivación libre de cromo para su implantación en líneas de hojalata. Descripción del proceso en 5 pasos [14].

1.3. Análisis de la problemática

El principal problema que se encuentra en los sistemas de soplado es que no son sistemas estándar, siendo su configuración variable en función de diferentes parámetros como la velocidad de la banda, distancia de soplado, cantidad de líquido depositado, espacio disponible, etc.

A modo de ejemplo, en la laminación en frío el 95% de la electricidad consumida se transforma en calor en la mordida del rodillo. Una caja de laminación en tándem estándar de cinco cajas que consumen de 15 a 20 MW/h necesita alrededor de $1000 m^3/h$ de flujo de agua de refrigeración, lo que se traduce en una gran capa de fluido que debe ser eliminado [9].

Otro ejemplo es la sección de enjuague dentro de la línea de hojalata, donde la banda puede llegar a velocidades de $600 m/min$. Debido a su posición vertical al salir del tanque de enjuagado, la propia banda arrastra una capa de agua de un rango entre 1 y 10 micras. Es fundamental eliminar toda la humedad residual que queda después de la sección de enjuague y antes de aplicar la solución de pasivación [9].

Concretamente, una consecuencia de un mal secado se puede explicar en el problema inherente a los trenes de laminación en frío conocido como manchas de emulsión (Figura 8) [15]. Este tipo de defecto proviene de una mala eliminación de la emulsión utilizada para la refrigeración y lubricación de la banda durante el proceso laminación. Las manchas tienen un color que varía de marrón oscuro a negro y se presentan sin patrón distintivo, borde definido o direccionalidad. Además, aparecen aleatoriamente en todo el ancho de la banda, pero con mayor tendencia en los bordes. En una banda horizontal, pueden ocurrir tanto en superficies superiores como inferiores y la mayoría de las manchas son de óxido de hierro con alto contenido de carbono, sodio, aluminio, calcio y azufre.

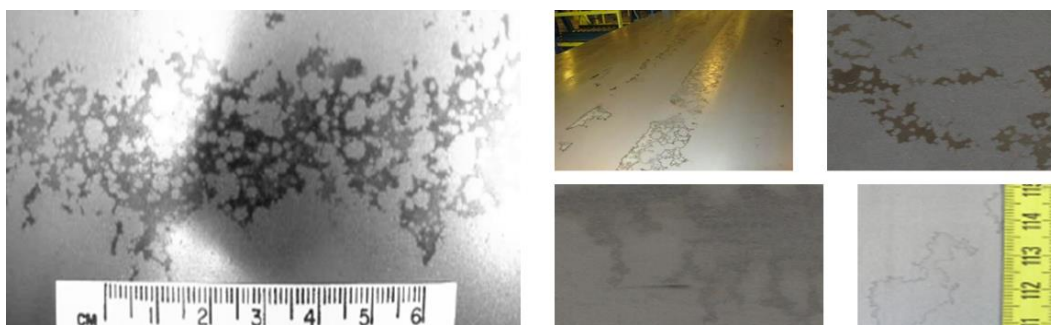


Figura 8. Manchas de emulsión [15].

La presencia de este tipo de manchas podría desembocar en rechazos de material. A modo de referencia, este tipo de defecto ha supuesto en 2014, para 4 trenes de laminación en frío de Arcelor Mittal, rechazos valorados en más de 2 millones de euros [15].

1.4. Objetivo de la investigación

Desde ArcelorMittal Global R&D Asturias se cree necesario generar un conocimiento sobre el soplado en diferentes partes del proceso productivo del acero, centrándose en los trenes de laminación en frío y en líneas de acabado cómo pueden ser las de hojalata. Una mejora en la eficiencia de los sistemas de soplado, aparte de influir en la calidad del producto, puede reducir el consumo de aire.

Para ello se estudiarán los sistemas de soplado más utilizados como son los colectores de aire con boquillas y las cuchillas de aire, por medio de herramientas numéricas y experimentales.

Los objetivos específicos que se plantean son los siguientes:

- Identificar los problemas más comunes relativos a colectores y cuchillas de aire.
- Analizar, mediante técnicas CFD, el funcionamiento de una cuchilla de aire comercial.
- Realización de ensayos experimentales para la caracterización de boquillas planas utilizadas en rampas de secado.
- Comparación, mediante resultados experimentales, de diferentes sistemas de soplado.

1.5. Metodología

Con el fin de completar todos los objetivos de la investigación, se ha aplicado la siguiente metodología:

- En primer lugar, se ha realizado un estudio bibliográfico de los diferentes sistemas de secado y las tecnologías más utilizadas en la industria del acero. Además, se ha profundizado en las técnicas de investigación, tanto numéricas (Dinámica de

Fluidos Computacional), como experimentales (captación de datos y postproceso), necesarias para la realización de tesis.

- Se ha realizado un estudio numérico, utilizando la herramienta ANSYS Fluent, de distintas geometrías comerciales de cuchillas de aire y se han comparado desde el punto de vista aerodinámico. Para la validación de estos modelos, se han utilizado datos experimentales de la bibliografía.
- A continuación, se ha desarrollado un modelo más complejo para estudiar la interacción aire-agua en un proceso estándar de barrido con cuchilla de aire. Para la realización de este modelo multifásico se ha utilizado un modelo VOF implementado en la herramienta ANSYS Fluent.
- Se ha planteado y construido un banco experimental para el estudio y caracterización de diferentes sistemas de soplado: colector con boquillas de aire planas y cuchilla de aire.
- Para la construcción del banco experimental se ha implementado un sistema de movimiento por medio de Arduino. Además, para la obtención de valores de presión de impacto del chorro libre se ha utilizado un escáner de presión de 16 puertos, y para la obtención de perfiles de velocidad y valores de tensión cortante en el chorro de pared se han utilizado tubos de Pitot simple y sondas Preston.
- Finalmente, se han realizado las pruebas necesarias para la caracterización y comparación de diferentes sistemas de secado y se han procesado y comparado los datos numérico-experimentales en Matlab.

1.6. Estructura de la tesis

En el Capítulo 2 de esta tesis se lleva a cabo una revisión bibliográfica del estado del arte de chorros de aire impactando sobre una superficie y sobre agua, así como una descripción detallada de los elementos más usados en sistemas de soplado y sus principales características. En el Capítulo 3, se aborda desde el punto de vista numérico el estudio aerodinámico de diferentes configuraciones de una cuchilla comercial utilizada en líneas acabadoras de hojalata. En este capítulo se introduce la metodología numérica, elección de modelo de turbulencia y validación de los modelos de volúmenes finitos utilizados. Además, se estudia la interacción aire-agua en un sistema concreto de secado por medio de un modelo numérico multifásico. En el Capítulo 4 se expone la metodología experimental

utilizada para el estudio y caracterización de diferentes sistemas de soplado. En el Capítulo 5 y Capítulo 6 se exponen, respectivamente, los resultados numéricos y experimentales obtenidos y, finalmente, en el Capítulo 7 se detallan las principales conclusiones alcanzadas con la realización de esta tesis y se proponen trabajos futuros que permitirían profundizar en el conocimiento adquirido sobre técnicas de soplado.

Capítulo 2

Estado del arte

2.1. Sistemas de barrido más comunes

Los chorros de gas son ampliamente utilizados para varios propósitos dentro del proceso de fabricación del acero. El sistema más sencillo para expulsar líquido de una superficie es un chorro de aire circular. En la bibliografía [16][17] [18] se pueden encontrar aplicaciones industriales de chorros de aire circulares utilizados para eliminar líquidos depositados en superficies.

Los fenómenos asociados a un chorro circular impactando sobre una superficie han sido ampliamente estudiados experimentalmente, por ejemplo en [19]. En [20], se presentaron

medidas experimentales sobre el chorro de pared de un chorro circular que incide ortogonalmente sobre una superficie plana utilizando anemometría de hilo caliente. Asimismo, las técnicas CFD también se utilizan para la investigación de chorros circulares. En [16] se presenta un estudio numérico de un chorro circular que incide normalmente sobre una superficie líquida y los resultados obtenidos se compararon con mediciones de anemometría laser por imagen de partícula (PIV). Además, existen algunas referencias [21][22], donde se pueden encontrar correlaciones para evaluar el perfil de velocidades de los chorros de pared, tanto de flujo laminar como turbulento.

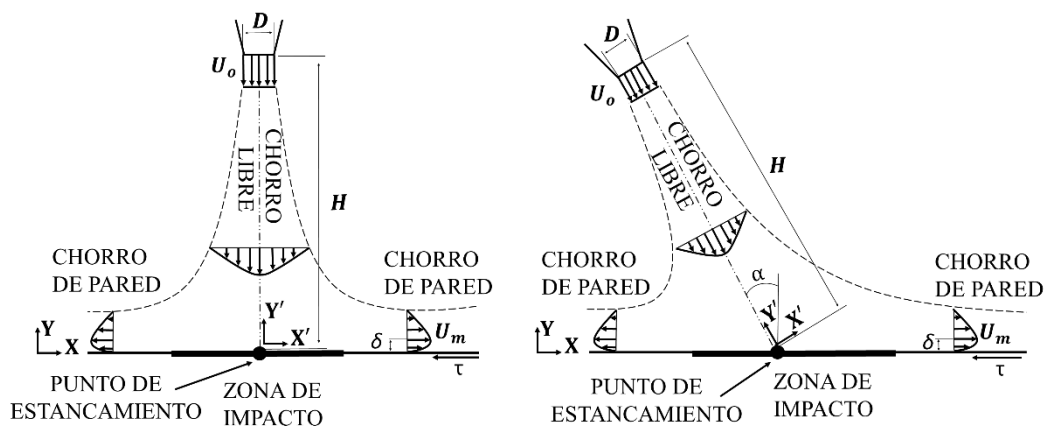


Figura 9. Regiones de un chorro circular impactando sobre una superficie plana.

Todo el trabajo relacionado con chorros circulares menciona dos regiones diferentes: el chorro libre, o chorro de impacto, y el chorro de pared como se puede ver en la Figura 9. Las variables involucradas en este fenómeno son: el diámetro de la boquilla (D), la velocidad media a través de la salida de la boquilla (U_0), la distancia de soplado (H), la velocidad máxima del chorro de la pared (U_m), el espesor de la capa límite (δ) y el esfuerzo cortante de la pared (τ).

Por otra parte, el impacto de un chorro circular de gas de alta velocidad sobre una superficie de líquido estático ha sido ampliamente estudiado tanto experimentalmente [18][23] como numéricamente usando técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) [16][24][25]. Como resultado de la energía del chorro, la superficie del líquido se deformará y se creará una cavidad en la superficie. Debido a este mecanismo, aparecen una serie de fuerzas en el propio líquido [24]. El esquema del análisis de fuerza se puede ver en la Figura 10 donde F_m, F_t, F_p, F_σ y F_g son fuerzas asociadas al momento del chorro, esfuerzo

cortante tangencial, fuerza de presión debido al flujo recirculatorio, fuerza de tensión superficial y fuerza de gravedad.

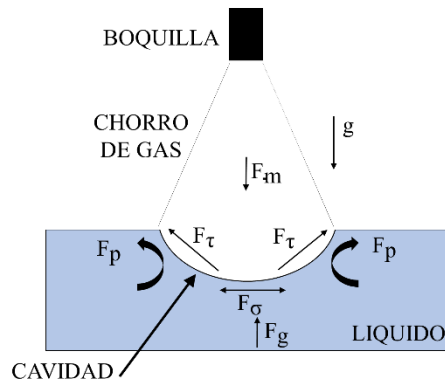


Figura 10. Esquema de fuerzas resultantes al impactar un chorro circular sobre una superficie líquida.

En este tipo de análisis, se supone una cavidad estática formada por el impacto del chorro después de un período de tiempo específico correspondiente a los parámetros operativos. Esto solo se puede lograr si las fuerzas interfaciales se equilibran dinámicamente:

$$\sum \vec{F}_i = 0 \quad (2.1.1)$$

Sin embargo, los colectores de chorros circulares no proporcionan las condiciones óptimas de soplado para líneas de bandas continuas y no es común su utilización en estas aplicaciones. Este tipo de aplicación es más propicia para los chorros planos, cuya interacción con superficies planas también ha sido analizada desde diferentes puntos de vista, tanto numéricamente como experimentalmente [26][27].

El mecanismo más utilizado para generar un chorro de aire plano es la cuchilla de aire o *air-knife*. Estos equipos son ampliamente utilizados en procesos de acabado de acero con dos principales finalidades:

1. Obtención de productos con un recubrimiento específico como, por ejemplo, en galvanizado en caliente.
2. Eliminación de fluidos de la superficie como, por ejemplo, después de tanques de aclarado.

La principal diferencia es la existencia de rotura de película en el segundo caso.

El proceso de galvanizado en caliente consiste en la inmersión de una banda de acero, adecuadamente acondicionada, en un baño de zinc fundido. El espesor del recubrimiento viene determinado principalmente por las condiciones de soplado, la temperatura del baño, el tiempo de inmersión y la velocidad de la banda [9].

El proceso de galvanizado en caliente ha estado en el radar de los investigadores durante las últimas décadas. Analíticamente, [28] desarrolla un modelo simplificado que relaciona la presión ejercida por los chorros con el espesor final de zinc obtenido. [29] y [30] refinaron el trabajo de [28] considerando el esfuerzo cortante impuesto sobre la superficie del recubrimiento líquido por el chorro de pared. [27] desarrolla correlaciones que representan mejor las distribuciones de la presión y de la tensión cortante de pared utilizando una combinación de técnicas experimentales y computacionales. [31] desarrolla un modelo matemático más completo para predecir el espesor del zinc y proponer condiciones de operación favorables. Experimentalmente, [32] presenta una técnica para retrasar la ocurrencia de salpicaduras en el proceso de limpieza por chorro mediante un chorro lateral, y utilizando la dinámica de fluidos computacional (CFD), numerosos autores [27][31][33] estudiaron el modelo de turbulencia más apropiado para el proceso, y [27] hizo una comparación de diferentes modelos de pared.

A la vista de la bibliografía se aprecia que, se han analizado ampliamente fenómenos asociados a la interacción ente un chorro y una superficie libre para ciertas aplicaciones. No obstante, estas aplicaciones son de reducción de la capa líquida, no de eliminación.

2.2. Fenómenos asociados al soplado

Cuando hablamos de un chorro de aire impactando sobre una superficie, es inevitable asociar su funcionamiento a la huella de presión producida por el mismo impacto del chorro. [30] estudia la distribución de presión de impacto de un chorro para diferentes H/D (ver Figura 9). Como se puede ver en la Figura 11, a medida que aumenta H/D , el ancho de la huella de impacto del chorro aumenta y la presión máxima disminuye de tal manera que el área bajo la curva de presión, que representa la fuerza de reacción por unidad de ancho, permanece casi constante para equilibrar el flujo de impulso del chorro. Además, varios autores defienden la independencia del máximo de la presión de impacto sobre el número de Reynolds [30][34].

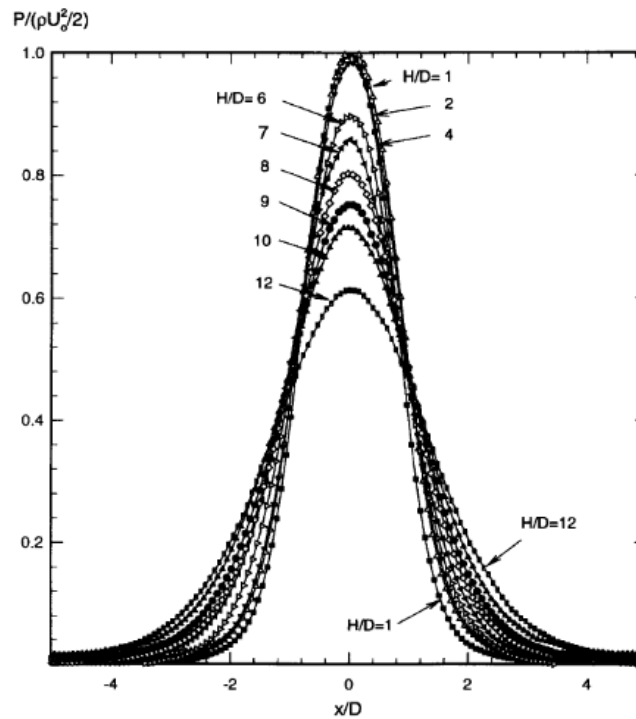


Figura 11. Distribución de presión estática en la zona de impacto de un chorro con $Re = 11000$, para diferentes H/D [30].

Sin embargo, el fenómeno más importante de la técnica de soplado es la rotura de película y, por ello, se debe tener en cuenta la tensión superficial para la resolución del problema [35]. [36] mide el momento en que se produce la rotura de la película y comienza la deshumectación en función del diámetro y el número de Reynolds del chorro de aire, para diferentes tipos de líquido y, por tanto, de tensión superficial. Y [37] estudia la influencia de un chorro de aire sobre una gota en una superficie horizontal teniendo en cuenta la tensión superficial (Figura 12), prediciendo, para casos sencillos, el movimiento de la superficie libre en función del campo de presiones y definiendo la ecuación de movimiento de la gota como:

$$3\mu \frac{\partial h}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \left(\sigma h - \frac{dP}{dx} \right) \right] \quad (2.2.1)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica, h es el espesor de la película de líquido, P es la presión ejercida por el chorro y σ es la tensión superficial

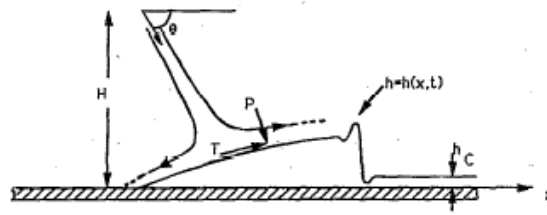


Figura 12. Gota de agua moviéndose de manera horizontal por una superficie sólida, siendo soplada por un chorro de aire [37].

En la ecuación anterior (2.2.1), no se tiene en cuenta el esfuerzo cortante (τ). Sin embargo, se sabe que, en las líneas de revestimiento, el esfuerzo cortante tiene un efecto significativo en los resultados de los procesos de secado [22], ya que existe una mayor superficie de película expuesta a la propia tensión cortante (algo que no ocurre en el caso descrito en la Figura 12).

Como se comentó previamente en el apartado 2.1, el esfuerzo cortante es crítico en las líneas de galvanizado para determinar el espesor de la capa fluida [29], en consecuencia, es lógico asumir que el esfuerzo cortante tendrá un papel principal en los sistemas de soplado y, por ello, numerosos autores han estudiado este fenómeno. [38] presenta un método para la determinación teórica del esfuerzo cortante de la pared bajo chorros incidentes en varias configuraciones. [39] estudia el efecto del cambio en el número de Reynolds sobre el esfuerzo cortante de la pared por medio de simulaciones numéricas CFD y, justifica que, para diferentes números de Reynolds, las curvas de esfuerzo cortante son similares, pero la magnitud del máximo valor del esfuerzo cortante disminuye con la reducción de la velocidad. [40] propone un modelo CFD para el estudio de la influencia del caudal y el ángulo de incidencia del chorro en la generación de la tensión cortante, encontrando que el aumento de ambos factores provocó un mayor esfuerzo cortante de la pared y [30] calcula experimentalmente la tensión cortante por medio de sondas de Stanton y de tubos Preston de diferentes diámetros (Figura 13) indicando que las sondas con mayor altura subestiman, lógicamente, el valor de la tensión cortante cerca de la pared cuando el espesor de capa límite, δ (ver Figura 9), es pequeño.

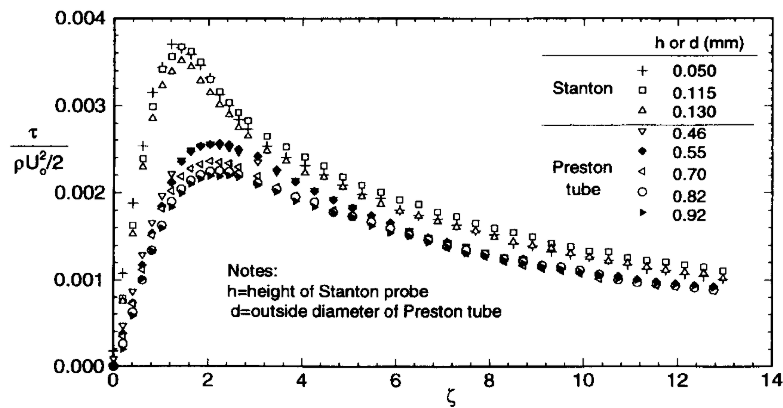


Figura 13. Efecto de la altura de las sondas Stanton ($h_{\text{stanton}}=0.05 \text{ mm}$; $h_{\text{stanton}}=0.115 \text{ mm}$; $h_{\text{stanton}}=0.130 \text{ mm}$) y las sondas Preston ($d=0.46 \text{ mm}$; $d=0.55 \text{ mm}$; $d=0.70 \text{ mm}$; $d=0.82 \text{ mm}$; $d=0.92 \text{ mm}$) en las mediciones de tensión cortante de la pared, para $H/D=20.6$ y $Re=6300$ [30].

Acorde con todo esto, la determinación de la tensión cortante (τ), es crítica a la hora de valorar un sistema de secado. Sin embargo, de manera general, esta información no es suministrada por los fabricantes de cuchillas de aire o boquillas.

2.3. Patentes de sistemas de secado

Existen algunos ejemplos de patentes de sistemas de secado y se clasifican teniendo en cuenta la forma de eliminar el fluido.

2.3.1. Dispositivo para mantener seca una banda laminada en frío a la salida de instalaciones de laminación de bandas:

La invención se refiere a un método de soplado situado a la salida de la caja de laminación en frío para producir una banda laminada limpia y seca. Este método consiste en soplar la banda con al menos una cuchilla dispuesta en el lado superior de la banda y un cajón de succión que elimina la emulsión pegada a los bordes de la banda[2].

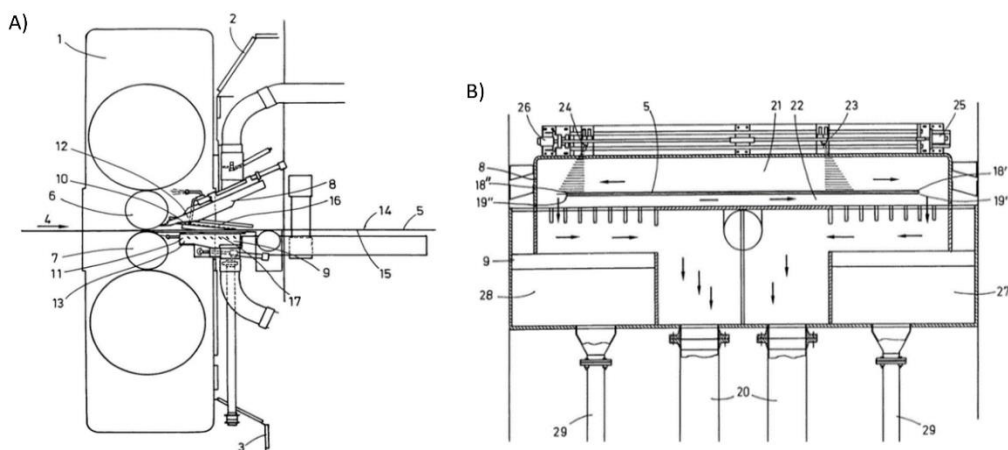


Figura 14. Esquema de la patente de sistema de soplado de bandas [2]: A) Dispositivo de soplado de banda superior (8, 10, 12 y 16). B) Cajón de succión.

2.3.2. Dispositivo de secado de banda, limpiador de banda, rodillo de laminación y método de laminación.

Esta patente mejora la laminación en frío instalando un rodillo limpiador adecuado para laminación a alta velocidad. La capacidad de limpieza se mejora apoyando el rodillo limpiador en un cojinete de presión regulable de dos cavidades [41].

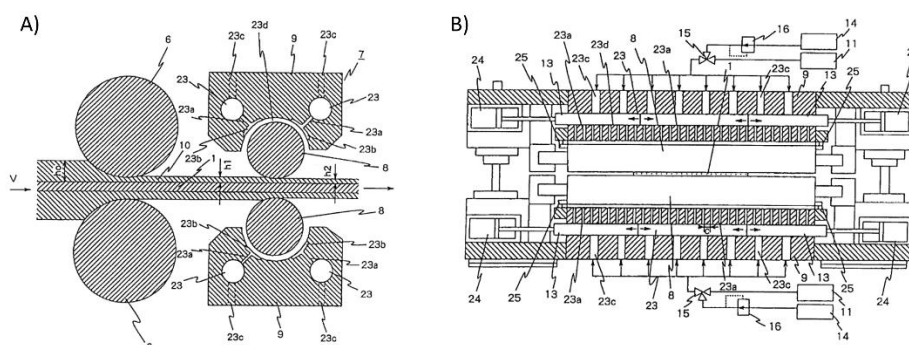


Figura 15. Esquema de la patente de dispositivo de secado de banda, limpiador de banda, rodillo de laminación y método de laminación [41]. A) Dispositivo de secado de acuerdo con la invención. B) Vista de sección (en dirección axial) del dispositivo de secado mostrado en A).

2.3.3. Sistema para mantener seca la banda en la salida de procesos de laminación en frío:

Esta patente incluye sistemas para desviar los residuos líquidos de la laminación en el área de escurrimiento de la banda y / o para la eliminación del líquido de pulverización adherido a las superficies de la banda, donde estos sistemas se combinan lógicamente [42].

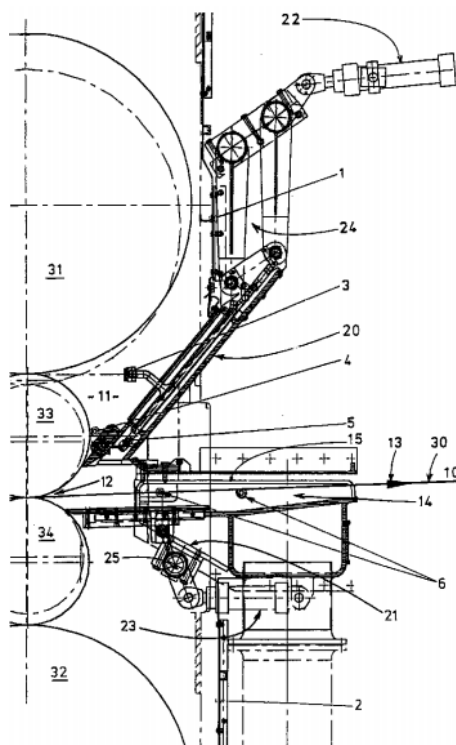


Figura 16. Esquema de la patente de sistema para mantener seca la banda en la salida de procesos de laminación en frío [42].

2.3.4. Sistema de eliminación de lubricante utilizado en laminado en frío:

Esta patente consiste en un sistema de eliminación de lubricante y refrigerante para un soporte de rodillos. El sistema incluye cuchillas rascadoras y cuchillas de aire que eliminan el refrigerante de los rodillos para, a continuación, ser evacuado por cajas de succión que rodean el soporte de rodillos y una serie de tuberías que conectan las cajas de succión a varias trampas de refrigerante. Además, una cubierta envolvente evita que se escape el líquido pulverizado del refrigerante [43].

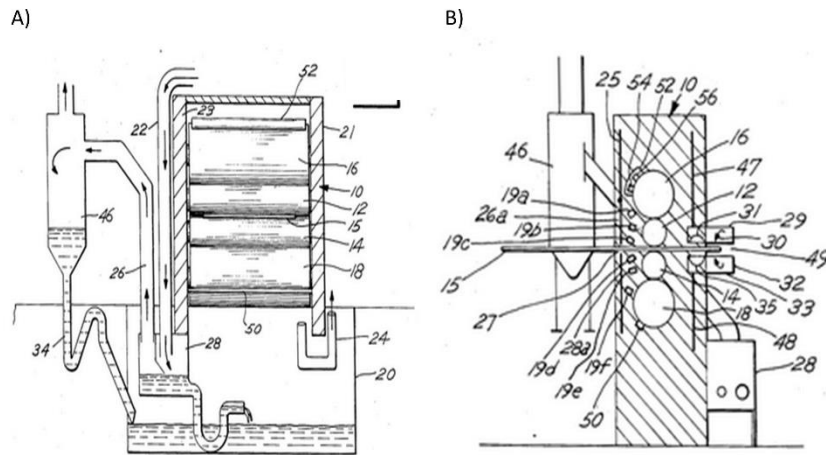


Figura 17. Esquema de la patente de sistema de eliminación de lubricante utilizado en laminación en frío [43]: A) Vista frontal del sistema de cajas de succión y tuberías empleadas. B) Vista lateral de la caja de rodillos y sistema de evacuación de lubricante y refrigerante.

2.3.5. Sistema de limpieza por rodillo

Esta patente describe un sistema de limpieza para eliminar líquidos lubricantes y refrigerantes de la superficie de la banda metálica por medio de una serie de rodillos limpiadores (superiores e inferiores). Cada rodillo se compone de un núcleo metálico y una cubierta elástica porosa. Para el correcto funcionamiento del sistema debe instalarse al menos un rodillo de apoyo superior y otro inferior.

Como resultado de la presión ejercida por los rodillos sobre la banda, se forma una gota de líquido en cada superficie de la banda en el extremo de la línea de contacto con el rodillo. Para eliminar estas gotas, la invención propone un conjunto de succión [44].

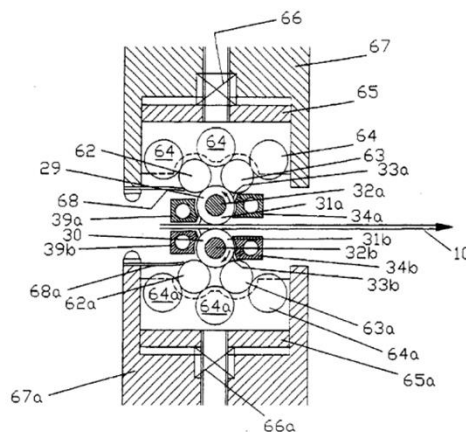


Figura 18. Esquema de la patente de sistema de limpieza por rodillo. Vista de sección simplificada [44].

2.4. Soluciones industriales más habituales

En la actualidad, existen diferentes soluciones para sistemas de soplado en la industria del acero. La elección de un mecanismo u otro se basará principalmente en los suministros de la planta en la que se implementará el sistema de secado (presión y caudal) y del espacio disponible para su implantación.

2.4.1. Cuchillas de aire

Las cuchillas de aire, también llamadas *air-knife*, son los mecanismos más simples utilizados en sistemas de soplado. Se componen de una geometría sencilla, que puede estar alimentada de diferentes formas dependiendo principalmente del lugar y el espacio donde serán colocadas (Figura 19), y de una ranura o *nozzle* que deja salir una cortina de aire que impactará sobre la superficie a secar, en este caso, la banda de acero. Además, el diseño de este tipo de cuchillas de aire suele incorporar unos tornillos que aseguran un ancho de ranura constante.

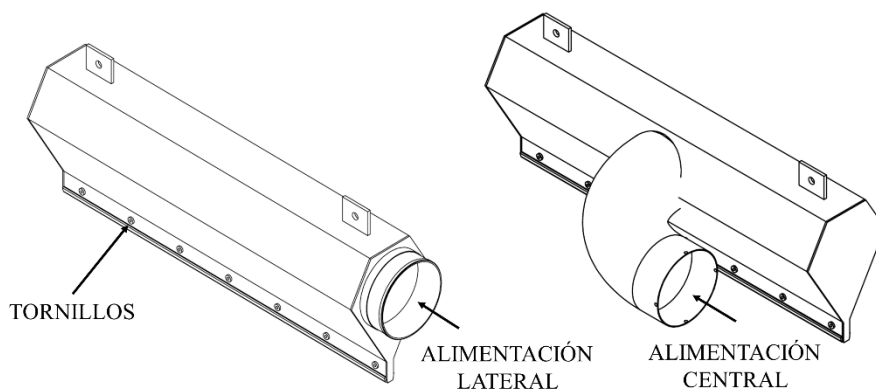


Figura 19. Cuchilla de aire comercial (Air-Sonic) con dos tipos de alimentación diferente: alimentación lateral y central.

En los últimos años se han estudiado diferentes geometrías de cuchillas de aire: [33] realiza un estudio numérico de cuchillas con chorro de ranura múltiple, [45] estudió numéricamente el efecto del ángulo de inclinación de una cuchilla de aire, [46] afirmó que usar un cilindro de pequeño diámetro en los labios inferiores de las cuchillas de aire es más eficaz que usar placas deflectoras para evitar el problema de sobre recubrimiento de bordes y [47] investiga las distribuciones de tensión cortante en la pared comparando cuchillas de

una sola ranura y cuchillas de múltiples ranuras en función de varios parámetros, comparando los resultados obtenidos con el estudio computacional de [33].

2.4.2. Colectores con boquillas

Los colectores con boquillas son otro mecanismo de soplado implementados en rampas de secado principalmente por su ahorro en cuanto a caudal de aire y su reducción del nivel de ruido en comparación a la utilización de cuchillas.

Para asegurar la mejor eficiencia posible, es importante instalar el tipo correcto de boquilla. Las boquillas de aire están diseñadas para asegurar la eficiencia soplando con aire comprimido y pueden ser divididas en dos subgrupos teniendo en cuenta el patrón de soplado: boquillas de aire con patrones de soplado circulares o planos. La elección del patrón de soplado dependerá del uso y finalidad de la boquilla. Generalmente, las boquillas de aire con patrón de soplado plano son más eficaces para procesos de secado sobre superficies planas porque crean un efecto escobilla [48].



Figura 20. A) Boquilla de aire Silvent 209 L, B) Boquilla de aire Silvent 710 L, C) Boquilla de aire Silvent 973L. Boquillas de aire con patrones de aire circulares: A y B. Boquilla con patrón de aire plano: C.

Otro punto importante en la eficiencia de estos mecanismos es la geometría del colector. Aunque los colectores son diseñados habitualmente teniendo en cuenta limitaciones de espacio en la instalación, e incluso aprovechando sistemas previos existentes, es importante que el colector esté diseñado de manera que se distribuya el aire de manera homogénea a todas las boquillas. Por tanto, el diseño de la alimentación puede influir negativamente en su funcionamiento. En la Figura 21 y en la Figura 22 se muestran dos colectores comerciales utilizados actualmente en sistemas de secado en líneas de producción de acero.

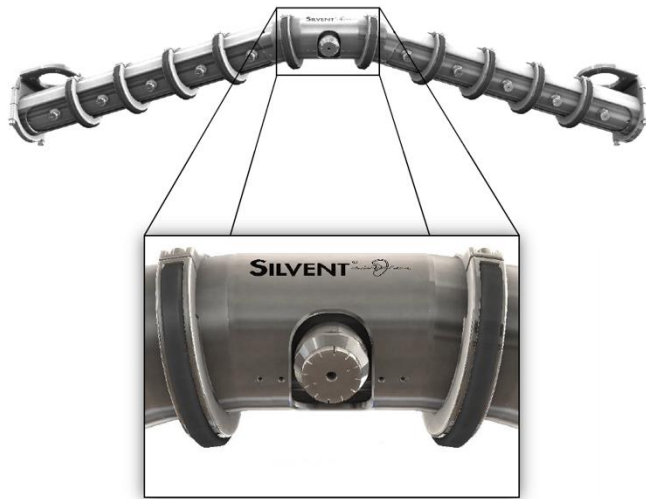


Figura 21. Silvent Airflow™. Colector comercial alimentado bilateralmente, en ángulo de 120° y boquillas de patrón circular Silvent 710L.



Figura 22. Cortina de aire Silvent 378. Colector comercial de sección constante alimentado lateralmente y boquillas de patrón plano 973.

2.4.3. Rodillos de vacío

Los rodillos de vacío se componen de un eje de acero hueco con orificios de diferentes tamaños y formas, recubiertos con un material poroso. Además, se conecta una bomba de vacío a uno o ambos extremos del eje.

El principal beneficio que muestran estos aparatos es su efectividad a altas velocidades de banda, lo que impulsa la producción. Otro beneficio es que no utiliza aire comprimido para el secado, y, su funcionamiento es mucho más silencioso que los sistemas de secado por cortina de aire [49].

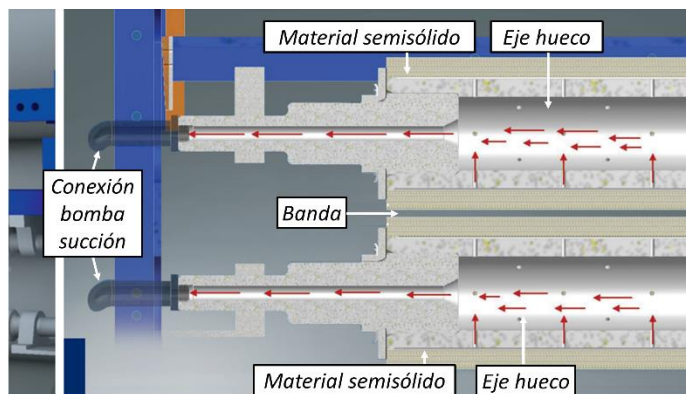


Figura 23. Esquema de funcionamiento y componentes de secado por rodillos de vacío [49].

2.4.4. Secado por contacto de listones de plástico

Otro método de secado de banda de acero es el secado por contacto de listones de plástico. La empresa *UVB Technik* propone un mecanismo para limpieza de emulsiones compuesto de dos pares de listones de plástico intercambiables, con diferentes geometrías, fabricados con materiales resistentes a la abrasión y resistentes a temperaturas de hasta 160°C [50].

Para la sujeción de los listones, se instalan un par de cilindros neumáticos laterales con regulación continua y progresiva de la fuerza de cierre. Este método, además de asegurar la colocación de los listones, permite configurar la cantidad de fluido remanente en la banda. Además, el sistema propuesto por *UVB Technik* incorpora un mecanismo de soplado de aire a presión a través de chorros colocados entre los listones de limpieza, lo que acelera el secado final de la banda.

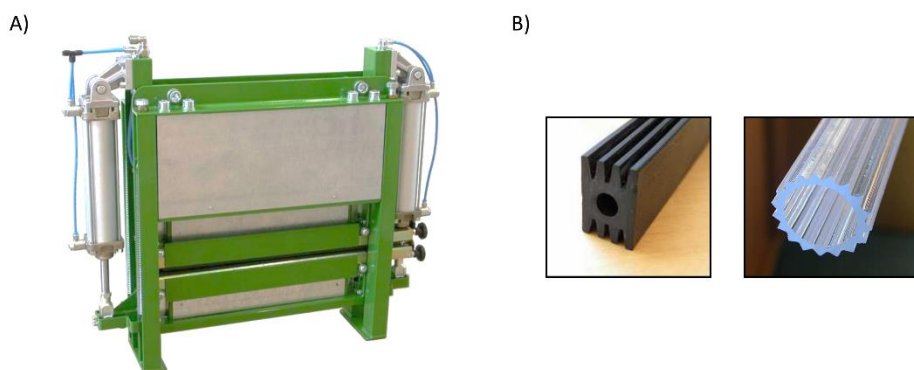


Figura 24. A) Sistema de secado comercializado por *UVB Technik*. B) Distintos listones de plástico utilizados para el barrido por contacto [50].

2.5. Principales dificultades

Los sistemas de soplado expuestos en esta tesis llevan inherentes una serie de problemas cuyas causas, hoy en día, siguen siendo desconocidas. La información sobre su funcionamiento es casi inexistente en la bibliografía y, normalmente, solo se dispone de los datos del propio fabricante sobre modelos comerciales, ofreciendo escasa información sobre sus prestaciones.

Un punto importante, y del cual no se tiene a penas información, es la interacción entre boquillas. Construir un conocimiento sobre la interacción de los chorros puede derivar en una optimización de las cortinas de aire, simplificando, si se diese el caso, el número de boquillas y ahorrando, por tanto, en el caudal necesario para su alimentación. Además, facilitaría la fabricación de colectores.

Otro punto esencial, tanto en el diseño de cuchillas de aire como en el de colectores, es la influencia del tipo de alimentación en su correcto funcionamiento. Muchas veces, es común encontrar un problema de espacio para la colocación del sistema de secado, lo que provoca cambios en la geometría original de los mismos, modificando así su funcionamiento.

Además, dado los problemas relativos al mal secado de la banda en zonas cercanas a los bordes, como pueden ser las manchas de emulsión, se considera un punto indispensable estudiar los efectos de borde de cada sistema de soplado.

Por último, aunque en la bibliografía se encuentran distintos estudios sobre chorros impactando sobre un fluido estático [18][23][24][25], la interacción del chorro de pared con una película en movimiento está abordada en la bibliografía de forma casi testimonial en aplicaciones de secado.

Capítulo 3

Metodología numérica

3.1. Características básicas de un CFD

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) es la ciencia que, mediante el uso de algoritmos computacionales, predice información sobre la forma en que los fluidos fluyen.

Desde un punto de vista físico, el movimiento del fluido queda descrito por tres principios fundamentales: la conservación de la masa, la conservación de la cantidad de movimiento y la conservación de la energía. Estas leyes de conservación pueden expresarse matemáticamente mediante las siguientes ecuaciones [51]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \tag{3.1.1}$$

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \tau_{ij} \tag{3.1.2}$$

$$\rho \frac{\partial E}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}E) = \nabla \cdot (k\nabla T) + \rho \vec{g} \cdot \nabla \cdot \left(\frac{\vec{v}}{\bar{v}} \right) + \dot{W}_f + \dot{q}_H \tag{3.1.3}$$

La mayoría de los problemas de ingeniería en dinámica de fluidos son de naturaleza turbulenta, y se distinguen principalmente tres métodos para su resolución, de más a menos directos [52]: DNS, LES y RANS. Para la resolución del problema planteado en esta tesis, se tendrán en cuenta los métodos de turbulencia RANS ([16][31][53]).

El proceso de resolución de un problema con CFD conlleva varias etapas, que se detallan en la Figura 25. Con el objetivo de simplificar el proceso de cálculo, se han utilizado diferentes softwares englobados en la plataforma ANSYS Workbench, que permite relacionar cada etapa de forma paramétrica hasta llegar a la solución final. Para el diseño de la geometría se ha utilizado SpaceClaim, un software para modelado geométrico 3D. A continuación, para su discretización, se ha realizado el mallado en ICEM CFD. Las condiciones de contorno, y la resolución del problema se realizan en ANSYS Fluent y, una vez obtenidos los resultados, se procesan y visualizan en Matlab.



Figura 25. Etapas para resolver un problema con CFD y software utilizado en cada etapa para la resolución de los modelos numéricos presentados.

3.2. Modelo aerodinámico de cuchillas de aire

En este trabajo se analiza aerodinámicamente el funcionamiento de una cuchilla de aire que funciona como chorro plano. Este tipo de mecanismo está presente en muchos dispositivos comerciales o de fabricación propia y permite que una cortina de aire impacte sobre la superficie de la banda para barrer fluido remanente que pueda provenir de estaciones previas.

Los sistemas comerciales suministrados por los fabricantes generalmente no presentan fallos en su funcionamiento, pero muchas veces estos sistemas deben instalarse en instalaciones construidas previamente que necesitan mejorar el proceso de secado. En estos casos, es común enfrentar un problema real de encontrar suficiente espacio para colocar estos dispositivos, por lo que podrían ser necesarios cambios en su diseño, deteriorando su rendimiento o incluso descubriendo que no se logró ninguna mejora después de su instalación, que generalmente tiene un alto coste.

Este modelo se centra en el estudio de una cuchilla de aire que fue modificada para su instalación en una línea de hojalata. El diseño mecánico de la cuchilla de aire se modificó para permitir que el aire de alimentación ingresase desde la parte superior de la cuchilla en lugar de hacerlo desde un lateral. Además, el ancho de la ranura de la cuchilla de aire se establece mediante una serie de tornillos, dispuestos perpendicularmente al chorro, de los que se estudiará su influencia en el funcionamiento del mecanismo debido a la proximidad de la cuchilla de aire a la superficie de la banda.

Los detalles de la geometría, la malla y el modelo numérico se exponen en los siguientes subapartados.

3.2.1. Geometría

Se crean tres diferentes geometrías según el ancho de cuchilla (D , ver Figura 9, Capítulo 2) para $D = 3/12/24$ mm, soplando sobre una banda a 25 mm de distancia (H , ver Figura 9, Capítulo 2).

Para realizar el estudio de diferentes configuraciones del colector, alimentación lateral/central e influencia de los tornillos, cada geometría incluye todas las posibilidades con el objetivo de simplificar el proceso de generación de la malla. Cuando se simula la alimentación lateral, la alimentación central se desactiva y viceversa.

El ancho de la cuchilla de aire es de 1400 mm y el ancho de la banda es de 1200 mm. De acuerdo con las especificaciones del fabricante, el chorro plano debe soplar con una desviación de $10^\circ - 15^\circ$ (α , ver Figura 9, Capítulo 2) respecto de la perpendicular a la banda y contra la dirección de su velocidad. Los análisis se realizaron con una cuchilla de aire colocada en un ángulo de 10° .

Hay 12 tornillos (ver Figura 26, C) en la cuchilla, pero solo 10 de ellos están ubicados sobre los 1200 mm de banda. Los tornillos tienen un diámetro de 5 mm, que es una quinta parte del espacio entre la cuchilla de aire y la banda. Los primeros y últimos orificios para tornillos están separados $L_2 = 30$ mm de los lados de la cuchilla de aire, mientras los demás están separados $L_3 = 121$ mm entre sí.

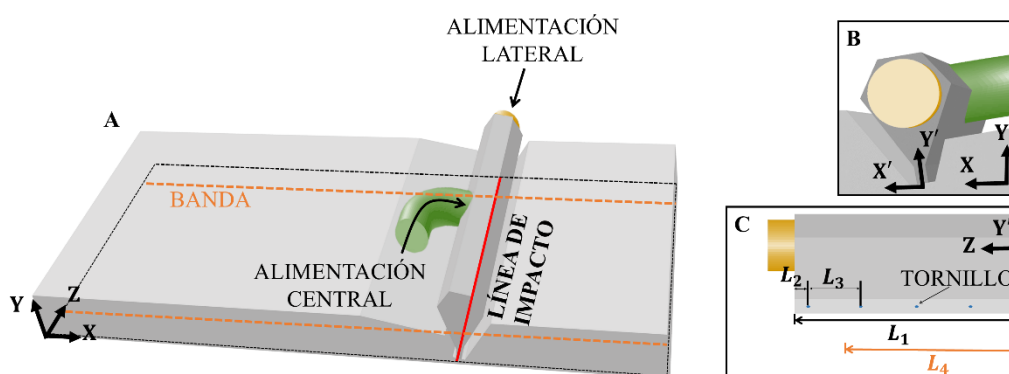


Figura 26. A) Esquema de la geometría del modelo. B) Detalle de la alimentación lateral. C) Detalle del colector: ancho $L_1 = 1400$ mm, separación del primer y último tornillo del lateral $L_2 = 30$ mm, separación entre tornillos centrales $L_3 = 121$ mm y ancho de banda $L_4 = 1200$ mm.

3.2.2. Malla

La malla (Figura 27), construida en ANSYS ICEM CFD, es estructurada y está compuesta por 8,7 M de celdas hexaédricas. Para discretizar el dominio alrededor de los tornillos se ha utilizado una O-grid que permite generar una malla radial alrededor de los mismos (Figura 26, A). En la zona del chorro, las celdas se han agrupado en los laterales con el objetivo de obtener mayor precisión en los bordes de cortadura. La calidad de la malla se comprueba por medio del determinante de la matriz jacobiana (Determinante $3 \times 3 \times 3$), debiendo ser mayor de 0,2 [54]. La malla utilizada tiene un determinante superior a 0,55, y el 90% de las celdas son superiores a 0,9 (Figura 28). El ángulo interno mínimo de cada elemento es superior a 18 grados (Figura 29) y el ancho de la primera celda en contacto con la banda es de $9 \mu\text{m}$ con un crecimiento lineal en dirección OY hasta llegar a un ancho

de celda de 0.35 mm en la zona del chorro. La densidad de celdas en *OZ* es de 4.91 celdas/mm, dividiendo el dominio de 1400 mm en 285 celdas equidistantes.

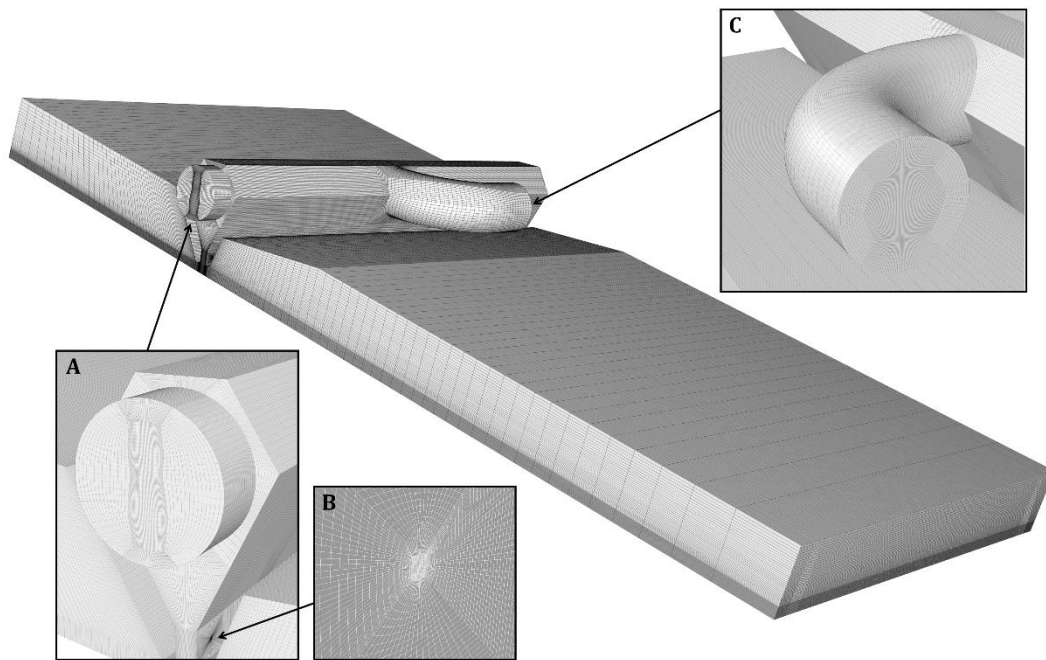


Figura 27. Detalles de la malla: A) alimentación lateral, B) malla tipo *O-Grid* alrededor de los tornillos y C) alimentación central.

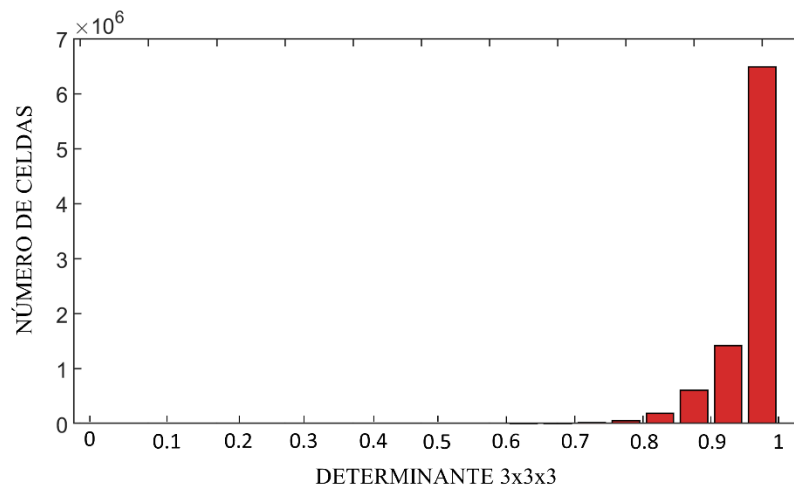


Figura 28. Calidad de la malla: determinante $3 \times 3 \times 3$.

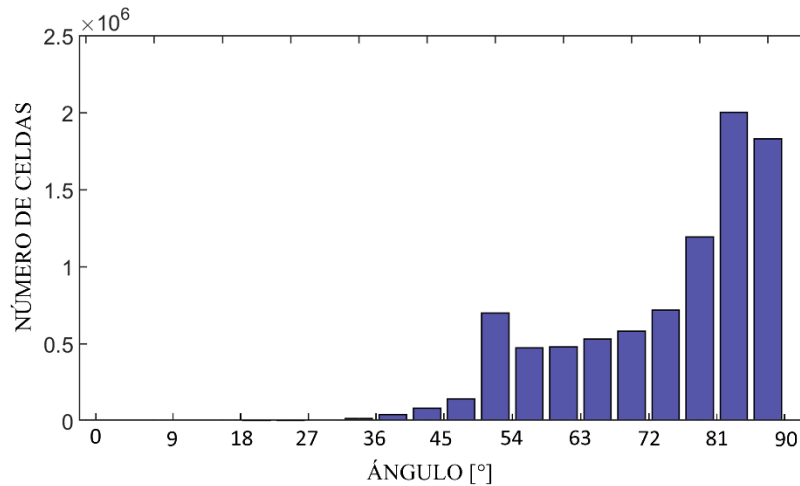


Figura 29. Calidad de la malla: ángulo.

3.2.3. Modelo numérico y condiciones de contorno

Las simulaciones de los modelos se realizan en ANSYS Fluent 16.

La banda se mueve a una velocidad de 600 m/min. El aire utilizado es suministrado por un “Sonic 350 37.5 KW” que proporciona un caudal de 5947 m³/h y suministra al mismo tiempo aire a dos colectores idénticos. Por tanto, el flujo de aire de entrada para el modelo es de 2973 m³/h. Todas estas condiciones provienen de una instalación real de fabricación de hojalata de ArcelorMittal, en Avilés.

Dado que la condición de soplado (velocidad de entrada del aire al colector 45 m/s) y la velocidad de la banda (10 m/s en dirección OX) permanecen fijas en el proceso real, la simulación se realizó en régimen estacionario

El acoplamiento velocidad-presión se reprodujo mediante un algoritmo SIMPLE y se utilizó una discretización de segundo orden para la presión, el momento y la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación. El término temporal se fija a 10⁻⁴ en todas las simulaciones.

Se realizaron cuatro simulaciones para cada modelo de 3/12/24 mm de ancho de cuchilla, con el objetivo de evaluar las variaciones en los diseños de los colectores:

- Alimentación lateral con orificios para tornillos
- Alimentación lateral sin orificios para tornillos
- Alimentación central con orificios para tornillos

- Alimentación central sin orificios para tornillos.

En total, se llevaron a cabo 12 simulaciones.

El número de Reynolds, definido en la ecuación (3.2.1), está reflejado para cada caso en la Tabla 1. El modelo es un sistema isotérmico, por lo que la densidad del aire a 20 °C es 1.2 kg/m³ y la viscosidad dinámica del aire a 20 °C es 1.74 x10⁻⁵ m²/s.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (3.2.1)$$

Tabla 1. Valores de velocidades teóricas de soplado (v) y número de Reynolds (Re) para cada ancho de cuchilla (D).

$D = 3 \text{ mm}$	$v = 200 \text{ m/s}$	$Re = 41379$
$D = 12 \text{ mm}$	$v = 50 \text{ m/s}$	$Re = 41379$
$D = 24 \text{ mm}$	$v = 25 \text{ m/s}$	$Re = 41379$

Los modelos de ancho de cuchilla (D) de 12 y 24 mm son incompresibles ya que los números de Mach (ecuación (3.2.2)) en la salida de la boquilla son 0.14 y 0.07 respectivamente. El modelo de 3 mm de ancho de cuchilla (D), tiene un número de Mach igual a 0.58. En este caso el flujo sería subsónico sin la presencia de ondas de choque, pero no se podría afirmar que el flujo es incompresible. No obstante, se realizó una simulación activando la ecuación de la energía en el modelo y se comparan los resultados. No se aprecian cambios de densidad ni de temperatura en el chorro y, por tanto, en el futuro se tratarán todos los modelos como incompresibles.

$$M = \frac{v}{v_s} \quad (3.2.2)$$

Por lo tanto, las ecuaciones a resolver teniendo en cuenta el supuesto de flujo incompresible son:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2.3)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (3.2.4)$$

Las condiciones de contorno se fijan según la Figura 30. La alimentación central y lateral se fijan como velocidad de entrada (*velocity inlet*) o se bloquean con condición de pared (*wall*) según el caso a simular. Tanto para la geometría de la cuchilla como para la banda se utilizan condiciones de contorno tipo pared (*wall*), siendo esta última condición de pared con movimiento en el eje $-OX$. Por último, las condiciones de salida se fijan como presión de salida (*pressure outlet*).

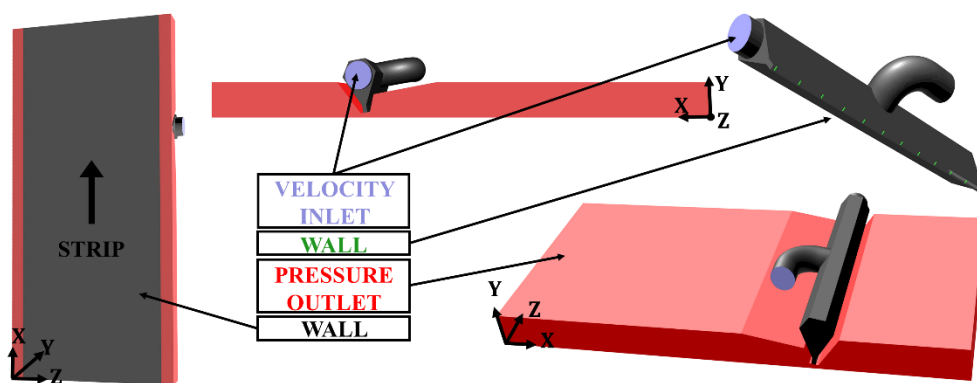


Figura 30. Condiciones de contorno del modelo.

El modelo de turbulencia y de pared utilizados para la resolución de este problema se discutirán en la sección 3.2.5: Elección del modelo de turbulencia.

3.2.4. Independencia de malla y validación

La resolución de la malla juega un papel crítico en este modelo ya que es importante reproducir fielmente el desarrollo del chorro para la obtención de valores de la tensión cortante semejantes a la realidad.

Para este propósito, se crea una geometría 2D, simplificando el estudio debido al ratio longitud de la cuchilla vs ranura, sencilla sin tornillos, alimentada lateralmente y con el chorro plano incidiendo perpendicularmente sobre una placa estática y se generan tres mallas considerando la necesidad de celdas en la vecindad del chorro, de menos densa a más densa para asegurar que el resultado de las simulaciones fuera suficientemente independiente de la malla (Figura 31). El modelo de turbulencia usado para la realización

de este análisis es el modelo $k-\varepsilon$ *Realizable* con un modelo de pared *Enhanced*, recomendado en [27].

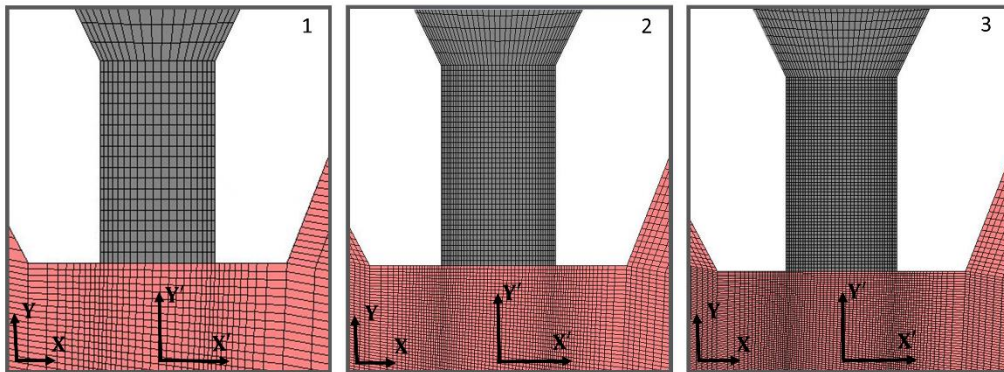


Figura 31. Detalle de sección del chorro perpendicular con mallas generadas de menos a más densidad de celdas.

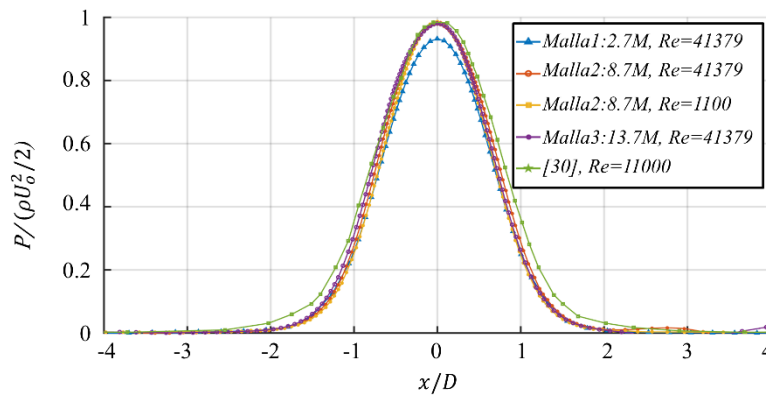


Figura 32. Presión ejercida sobre la banda. Comparación de diferentes mallas y análisis de la influencia del número de Reynolds. Resultados numéricos comparados con datos experimentales obtenidos de [30].

Es importante destacar que los resultados de la distribución de la presión de los modelos numéricos difieren de la experimental en la dirección x/D en un 7% para valores máximos. Este hecho puede deberse a las diferencias en el acabado superficial de la cuchilla experimental ya que la geometría del modelo CFD tiene esquinas vivas, característica difícilmente alcanzable en el modelo experimental. No obstante, todos siguen la misma tendencia. La malla 1 tiene una peor predicción que las otras dos, mientras que cuanto mayor es el tamaño de la malla, menores son las diferencias entre las mallas. De acuerdo con este análisis de sensibilidad la malla seleccionada para realizar las simulaciones es la

mallas 2, ya que ofrece resultados máximos de presión que difieren de la experimental por debajo de 0.2% con un costo computacional menor que la malla 3.

A pesar de que muchos autores defienden la independencia de la presión de impacto del chorro libre sobre el número de Reynolds [29][34], se decidió analizar la influencia del número de Reynolds simulando el mismo caso que [30]. Como puede verse en la Figura 32, la diferencia del número de Reynolds en los valores de presión en la banda es insignificante.

3.2.5. Elección del modelo de turbulencia

La elección del modelo de turbulencia se ha realizado sobre la misma geometría 2D simplificada utilizada para el análisis de independencia. Para ello, se han comparado varios modelos recomendados en la bibliografía [16][27][31] [53].

Teniendo en cuenta los modelos RANS, las opciones recomendadas para la mayoría de los casos estándar son los modelos $k-\varepsilon$ *Realizable* o $k-\omega$ *SST*. No obstante, en este análisis se incluirá el modelo RNG y el modelo LES para tener una perspectiva más amplia del efecto del modelo de turbulencia.

Los modelos de turbulencia $k-\varepsilon$ requieren de la utilización de modelos de pared para la resolución de la subcapa viscosa. Los modelos de pared asociados al $k-\varepsilon$ *Realizable* recomendados en la bibliografía [27] son:

- *Non-Equilibrium Wall Function.*
- *Enhanced Wall Treatment.*

Aunque estos modelos de pared son recomendados por [27] para un caso de estudio de línea de galvanizado, donde no existe rotura de película, se decide analizar ambos para el caso de estudio propuesto en esta tesis.

Dado que las magnitudes a estudiar son principalmente la presión y el esfuerzo cortante en la pared, y ya que la geometría utilizada para este análisis permite un gran refinamiento de malla, se decide realizar el estudio con un $y^+=1$ (ecuación (3.2.5)) con el objetivo de resolver el flujo en la subcapa viscosa. Acorde con esto, se utilizará el modelo de pared *Enhanced*.

$$y^+ = \frac{yu_t}{\nu} \quad (3.2.5)$$

Se compara la presión y la tensión cortante contra la longitud en la línea de impacto, como lo hicieron autores anteriores [30], quienes estudiaron el campo de presión contra x/D para varios H/D . Con este fin, se decide analizar los diferentes modelos de turbulencia explicados anteriormente para un chorro de $Re=11000$ y $H/D=2$ impactando perpendicularmente sobre una banda estática y se comparan con las curvas experimentales de [30].

La Figura 33, muestra la línea de presión que ejerce el chorro sobre la banda en la dirección OX , con diferentes modelos de turbulencia. En verde puede verse la curva experimental de la bibliografía [30] con la que se compararán los modelos. Como se puede ver, todos los valores de presión obtenidos con los modelos numéricos se adaptan correctamente a los resultados experimentales obtenidos de la bibliografía.

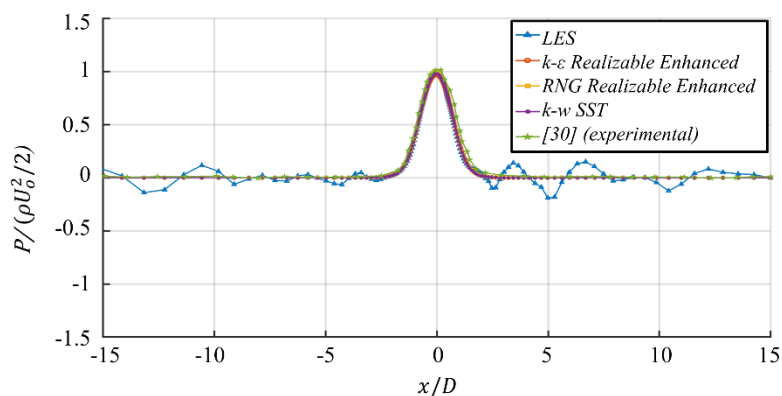


Figura 33. Presión ejercida sobre la banda en el eje X para $Z=0.6m$. Comparación de diferentes modelos de turbulencia: LES, $k-\epsilon$ Realizable Enhanced Wall Treatment, $k-\epsilon$ RNG Enhanced Wall Treatment, $k-\omega$ SST. Datos comparados con medidas experimentales de Tu & Wood [30].

Cabe destacar, que el modelo LES muestra unas inestabilidades en las zonas de chorro de pared que reflejan los desprendimientos de vórtices en esta zona (Figura 34). Aunque el modelo LES ofrece muy buenos resultados, tiene un gran coste computacional, y para el estudio a realizar se consideran suficientes los valores medios. El modelo LES queda reservado para estudiar fenómenos no estacionarios complejos, como los relativos a los cambios de espesor en líneas de galvanizado causados por fluctuaciones no estacionarias en el chorro [26].

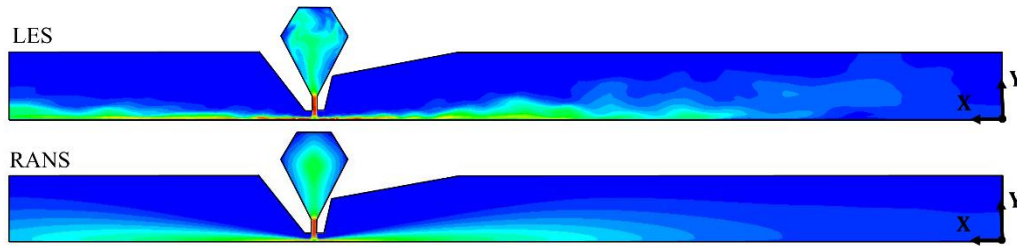


Figura 34. Contornos de velocidad en el plano XY. Comparación de modelos de turbulencia RANS y LES.

Otro dato a tener en cuenta para la validación del modelo CFD es la tensión cortante (τ). Para este análisis se ha tomado como referencia el trabajo de [30] en el que se toman valores experimentales de tensión cortante con diferentes sondas (ver, Figura 13). Como se puede ver, las sondas más grandes (tubos Preston) subestiman el esfuerzo cortante en la pared, mientras que los valores más altos son los tomados con sondas con una altura menor (sondas Stanton), que nos permiten tomar valores más cerca de la banda.

La Figura 35, muestra la tensión cortante que genera el chorro de un caso propuesto por [30] para un chorro de $Re=11000$ y $H/D=2$ impactando perpendicularmente sobre una banda estática.

Los autores de la bibliografía [30], presentan los resultados experimentales de la tensión cortante en la pared por medio de los valores de la velocidad en X (ecuación (3.2.6)) en la zona del chorro de pared o *Wall Jet* obtenidos con las sondas más pequeñas (sondas Stanton) con una altura de 0.05 mm. Estos resultados se comparan con los valores de tensión cortante obtenidos numéricamente sobre la banda utilizando diferentes modelos de turbulencia.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \frac{V_x}{h_{Stanton}} \quad (3.2.6)$$

Dado que no existe diferencia significativa en la utilización de los modelos de turbulencia presentados en la Figura 33 y Figura 35, se elige el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ *Realizable* con modelo de pared *Enhanced Wall Treatment*.

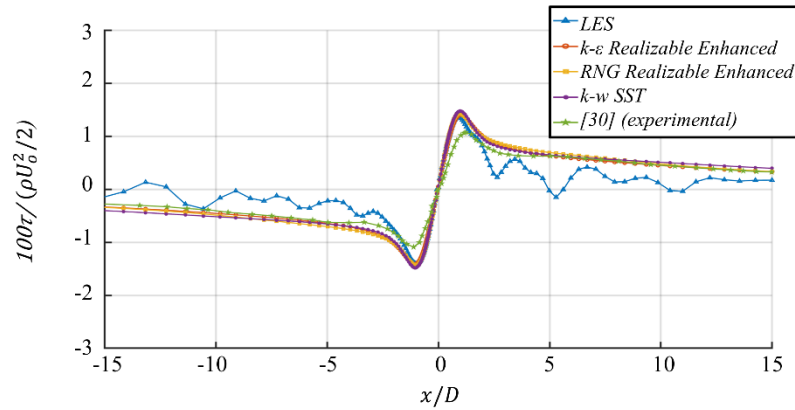


Figura 35. Tensión cortante sobre la banda en el eje X. Comparación de diferentes modelos de turbulencia: LES, $k-\epsilon$ Realizable Enhanced Wall Treatment, $k-\epsilon$ RNG Enhanced Wall Treatment, $k-\omega$ SST. Datos comparados con medidas experimentales de Tu & Wood [30].

Para comparar los datos obtenidos de tensión cortante con los presentados en la bibliografía [30], se toman valores en el modelo numérico a una altura (h) de 0.05 mm sobre la banda, y, como se puede ver en la Figura 36, los valores de tensión cortante son un 7.92% mayores que los obtenidos con el modelo experimental mediante los *Tubos Stanton*.

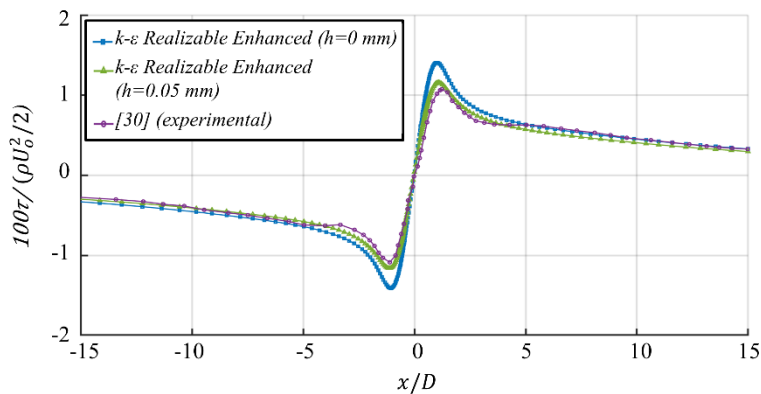


Figura 36. Valores de presión y tensión cortante obtenidas con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ Realizable Enhanced Wall Treatment a diferentes alturas: $h=0$ mm (sobre la banda) y $h=0.05$ mm (altura del Tubo de Stanton más pequeño utilizado por [30]). Comparación de resultados con valores experimentales de la bibliografía [30].

Como conclusión, se puede afirmar que el modelo utilizado es fiable.

3.2.6. Proceso de cálculo y convergencia.

El equipo disponible para la resolución del modelo consta de un ordenador equipado con un procesador Intel i7-6800K con memoria RAM DDR5 de 32GB.

Para garantizar la estabilidad del modelo, se empieza la resolución con discretización de primer orden, pasando posteriormente a segundo orden.

La resolución se realiza en régimen estacionario. El tiempo de convergencia aproximado fue de 24 horas por cada simulación y se realizaron 12 simulaciones.

3.3. Modelo multifase VOF para estudio de la interacción aire-agua.

Uno de los objetivos del presente trabajo es conocer la forma en la que el agua se elimina de la banda. Para ello, se decide realizar un estudio multifásico de la interacción de el chorro de aire y la capa de agua arrastrada por la banda.

Basándose en la experiencia previa realizando modelos multifásicos para sistemas de secado por chorro de aire, y dado que las rampas de secado tienen como objetivo un dominio de entre $100\ \mu\text{m}$ a $1\ \mu\text{m}$ de película líquida de agua o emulsión, algo que dificulta enormemente el modelo, se decide reducir al máximo el dominio.

Se realizan diferentes simulaciones dependiendo de la velocidad de soplado uniforme: 25, 50, 80, 100, 120, 140 y 200 m/s. Y se comparan los resultados obtenidos.

Además, como se ha explicado con anterioridad, las cuchillas de aire disponen de una serie de tornillos que aseguran un ancho constante de cuchilla de aire (D , ver Figura 9, Capítulo 2). Una cuchilla de 1400 mm tiene en total 12 tornillos separados entre sí 125 mm, que podrían afectar al correcto barrido de la película de agua. Por esta razón se ha visto necesario realizar un modelo multifásico cuando existe un tornillo en la geometría de la cuchilla. Este modelo se realiza a una velocidad media de 200 m/s con el objetivo de compararlo con el modelo de misma velocidad uniforme.

Los detalles de la geometría, la malla y el modelo numérico se exponen en los siguientes subapartados.

3.3.1. Geometría

Para el estudio multifásico se realiza la simulación con un ancho de soplado $D=12\ \text{mm}$ soplando a una distancia $H=25\ \text{mm}$. Además, dada la complejidad de la simulación, se

necesita reducir al máximo el dominio y se deciden simular únicamente 100mm de ancho que corresponderán con la existencia de un tornillo, y se acorta la longitud de la banda en dirección OX hasta los 800 mm.

Ya que las simulaciones del interior del colector de 12 mm con diferentes configuraciones se han realizado de manera aerodinámica con anterioridad, se importará el perfil de velocidad de la cuchilla de aire de estas simulaciones en el nuevo modelo multifásico. De esta manera, se evitará realizar la simulación del colector y se centrará el estudio en el dominio de interacción del chorro con la capa de agua.

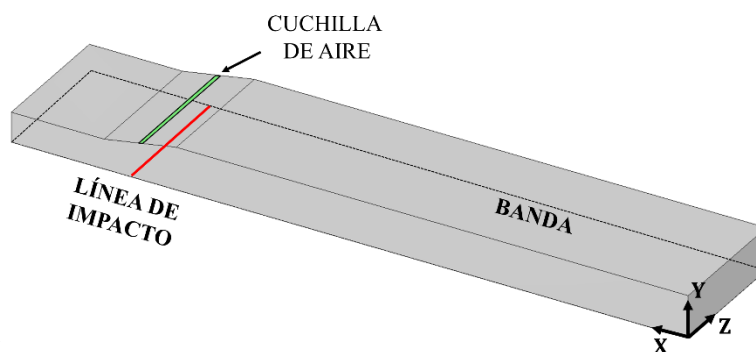


Figura 37. Geometría del modelo numérico VOF.

3.3.2. Malla

La malla (Figura 38), construida en ANSYS ICEM CFD, es estructurada y está compuesta por 54 M de celdas hexaédricas. Como es de esperar, la mayor densidad de celdas está en la zona que corresponde a la capa de agua en dirección OY , que se estima en $100 \mu\text{m}$, en la que se sitúan 100 celdas en esta dirección.

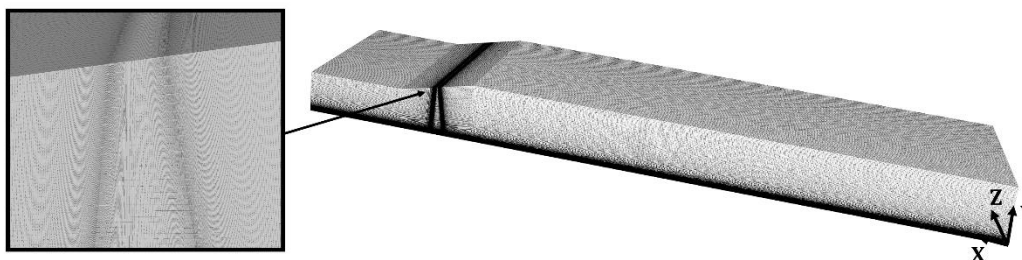


Figura 38. Malla del modelo numérico VOF. Detalle de la malla en la cuchilla de aire.

El ancho de la primera celda en contacto con la banda es de $0.25 \mu\text{m}$ con un crecimiento lineal en dirección OY hasta llegar a un ancho de celda de 0.06 mm en la zona del chorro. La densidad de celdas en OZ es de 0.33 , dividiendo el dominio de 100 mm en 300 celdas equidistantes.

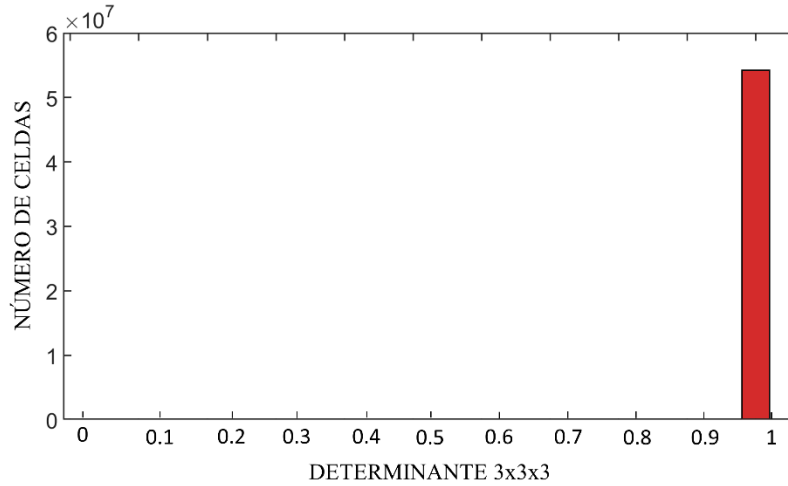


Figura 39. Calidad de la malla del modelo VOF: determinante $3 \times 3 \times 3$.

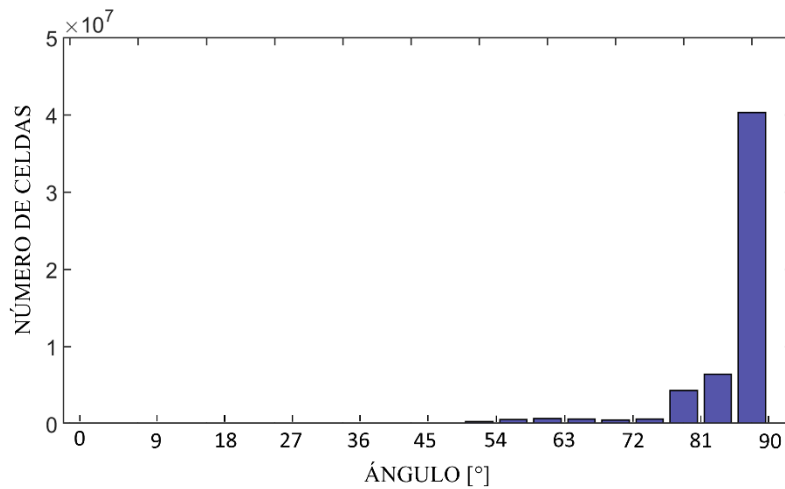


Figura 40. Calidad de la malla del modelo VOF: ángulo.

Debido a las simplificaciones realizadas en la geometría, la malla utilizada tiene la máxima calidad con un *determinante* $3 \times 3 \times 3$ en el que el 100% de las celdas están entre 0.91 y 1 (Figura 39). El ángulo interno mínimo de cada elemento es superior a 45 grados (Figura 40) y el ancho de la primera celda en contacto con la banda es de $1 \mu\text{m}$.

3.3.3. Modelo numérico

La simulación del modelo se realiza en ANSYS Fluent 16. Para la resolución del modelo multifase, se ha seleccionado el modelo VOF (*Volume Of Fluid*), configurando el modelo de interfaz como “*sharp*”. Este método ha sido validado experimentalmente en la bibliografía para modelos de galvanizado [55].

La simulación se realizó en régimen transitorio ya que el proceso es completamente inestable, aunque las condiciones de contorno se mantienen estables durante cada simulación (Figura 42). La banda se mueve a una velocidad de 600 m / min. El espesor de entrada de agua es de 100 μm y el perfil de velocidad de entrada de aire, en el caso con tornillos, se exporta de la simulación aerodinámica de la cuchilla de aire con alimentación lateral y con tornillos, coincidiendo los 100 mm de dominio con la existencia de uno de ellos (tornillo n°10, Figura 41). En los casos de velocidad constante, esta condición se mantiene durante toda la simulación a la velocidad decidida.

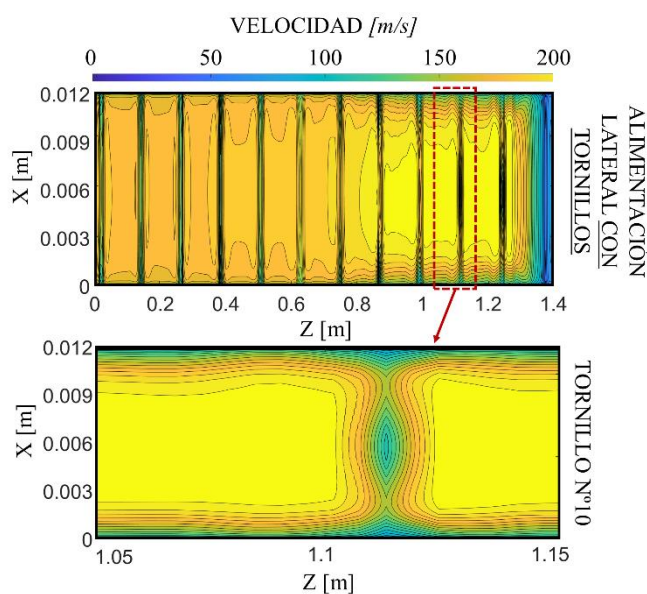


Figura 41. Contornos de velocidad en la salida de la cuchilla (nozzle) obtenidos de los casos aerodinámicos: alimentación lateral con tornillos. Condición de entrada de perfil de velocidad en la salida de la cuchilla utilizada en el modelo multifásico.

El término temporal se aproxima mediante un esquema de primer orden implícito. El par velocidad-presión se reprodujo mediante un algoritmo SIMPLE. El esquema *Upwind* se ha utilizado para la discretización de los términos convectivos, mientras que la aproximación clásica para referencias centradas se ha utilizado para los términos difusivos. El intervalo

de tiempo se ha fijado como variable con un máximo de $1e10^{-9}$ hasta que el modelo convergiese, para a continuación fijar el intervalo de tiempo en $1e10^{-5}$. Los residuos se fijaron en todo momento en 10^{-5} . La elección del modelo de turbulencia se ha basado en los análisis realizados para el modelo aerodinámico utilizándose un modelo $k-\varepsilon$ *Realizable* con modelo de pared *Enhanced Wall Treatment*.

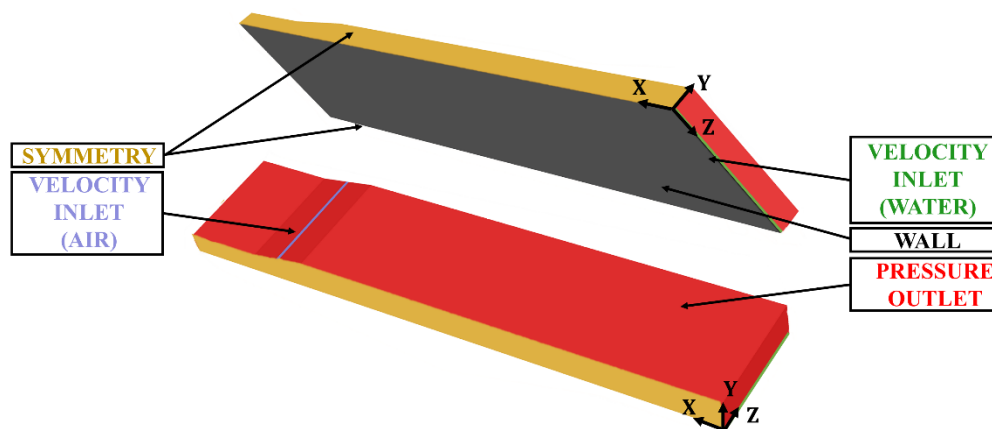


Figura 42. Condiciones de contorno del modelo numérico VOF.

3.3.4. Proceso de cálculo y convergencia.

En este caso, dada la complejidad del modelo, para la resolución del problema se dispone de un clúster de 6 ordenadores conectados en paralelo con procesadores Intel i7-6800K y memorias RAM de 32GB. Además, para construir y visualizar la malla de 54 millones de celdas se utiliza un ordenador Intel i7-6800K con memoria RAM de 64GB.

La simulación se resuelve en régimen transitorio con una discretización de primer orden. Primero se simula el chorro de aire, para después pasar a añadir agua poco a poco hasta que el modelo converja. Para determinar si el modelo ha convergido se realiza un balance de caudales con el agua que entra al modelo y el que sale. Cuando se estabiliza, se obtienen todos los datos de presión, velocidad, tensión cortante y volumen de fluido (VOF) para cada caso.

El tiempo aproximado de simulación fue de un 20 días para cada 0.24 segundos de simulación (3 vueltas de banda) y se realizaron en total 8 simulaciones.

Capítulo 4

Metodología experimental

4.1. Características básicas de la metodología experimental

Con el objetivo de realizar una caracterización y comparación de los sistemas más comunes de soplado, cuchillas de aire y colectores con boquillas, se ha construido un banco de ensayos compuesto por una estructura de perfiles de aluminio y un sistema de movimiento en los tres ejes de coordenadas controlado por un Arduino. El banco de ensayos está alimentado por un circuito de aire comprimido e incorpora la instrumentación necesaria para la adquisición de los datos experimentales de presión y caudal, para determinar la

huella de presión del chorro, la tensión cortante (τ) y los perfiles de velocidades. Para terminar, el postproceso se lleva a cabo en Matlab.

4.2. Instalación Experimental

4.2.1. Descripción del banco de ensayos

El banco experimental donde se llevan a cabo los ensayos está instalado en el laboratorio del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo. La estructura principal, compuesta por perfiles de aluminio 40x40 Tipo-B Ranura 8, se diseña para albergar todo el sistema de movimiento, sensores e instrumentación (Figura 43). Además, en esta estructura se aloja una plancha de metacrilato de 800x1500 mm (ancho y largo) y 10 mm de espesor, que apoya sobre una plancha de madera prensada de las mismas dimensiones de ancho y largo y 20 mm de espesor que le proporciona estabilidad.



Figura 43. Esquema del banco experimental e instrumentación.

Con el propósito de obtener medidas de presiones de impacto del chorro de aire contra la superficie sólida, en este caso el metacrilato, se ha perforado un patrón de 21x21 agujeros de 1 mm de diámetro en el lado superior y 2 mm en el inferior, separados 5 mm entre sí. Para futuras conexiones se instala en cada agujero un tubo de latón de 2 mm de diámetro exterior y 1 mm de diámetro interior (Figura 44).

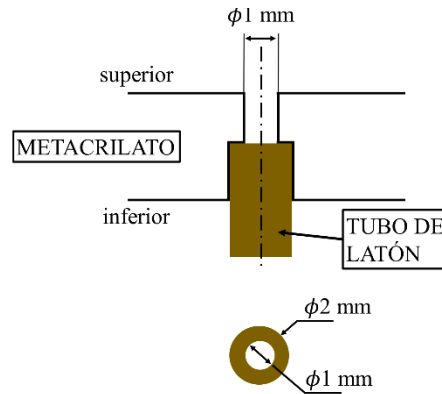


Figura 44. Características geométricas de las tomas de presiones instaladas en el metacrilato.

El sistema de movimiento (Figura 45) integrado en la estructura principal consta de tres ejes, alineados mediante guías y accionados por motores paso a paso mediante husillos. Además, se implementan dos finales de carrera por eje para limitar su movimiento.

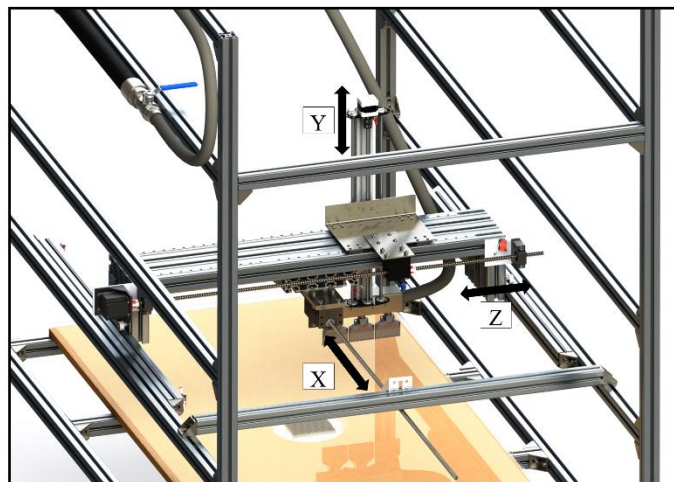


Figura 45. Detalle de la mecánica del sistema de movimiento instalado en el banco experimental.

Se utilizarán dos tipos de motores paso a paso bipolares. Se contará con un NEMA23 para el eje Z y dos NEMA17 para los ejes X e Y. Las principales características de ambos motores pueden verse en la Tabla 2.

Tabla 2. Comparativa entre NEMA17 y NEMA23.

	NEMA17	NEMA23
Ángulo de paso	1.8°	1.8°
Par motor	0.59 Nm	1.26 Nm
Corriente nominal	1.7 A	2.8 A
Dimensiones	41x41x47 mm	57x57x56 mm

Para el control de los motores paso a paso se utilizará un hardware *open source* compuesto por una placa Arduino equipada con una *Shield RAMPS 1.4*, con el objetivo de facilitar la conexión de los motores paso a paso, finales de carrera y drivers a la propia placa. Las coordenadas del espacio a las que se desea desplazar la boquilla llegarán al Arduino mediante una conexión serial que se establece entre la placa y Matlab.

4.2.2. Instrumentación

Para las medidas de caudal se instala un tubo de Venturi (Figura 46) diseñado según norma ISO-5167 [56].

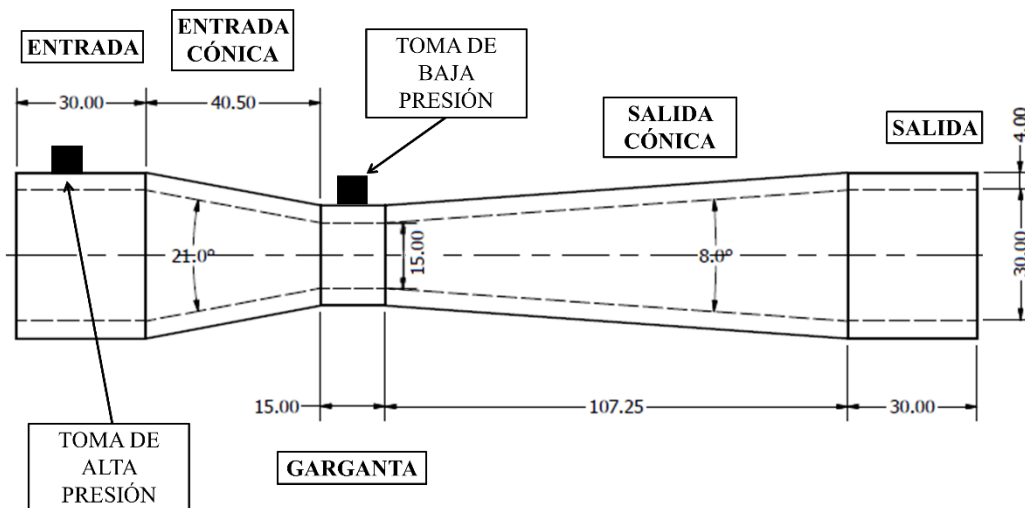


Figura 46. Detalle del tubo de Venturi utilizado para medida de caudal según norma ISO-5167[56].

Para conocer el valor real del caudal, se tiene en cuenta el coeficiente de descarga del Venturi. Este coeficiente se obtiene a partir del cociente de diámetros, β , entre la entrada y la garganta (Figura 46). La relación para obtener el coeficiente de descarga será:

$$C_D = 0.9859 - 0.196 \cdot \beta^{4.5} \quad (4.2.1)$$

Por tanto, aplicando la ecuación (4.2.1), se obtiene un coeficiente de descarga de 0.977.

Para obtener la diferencia de presiones se utiliza un sensor de presión diferencial SSCSNBN001PDAA5 del fabricante Honeywell. Este sensor está amplificado a 5 V y compensado entre las temperaturas de -20°C a 80°C. El rango del manómetro es de ± 1 psi con un error de $\pm 0.25\%$ FS.

Este sensor de presión se conecta al PC por medio de una tarjeta de adquisición NI6001 de 80MHz de frecuencia, ± 100 ppm de precisión y 12.5 ns de resolución.

Para los ensayos de huella de presiones de impacto del chorro libre se utilizará únicamente una fila del patrón de agujeros funcionando como tomas de presión (Figura 47).

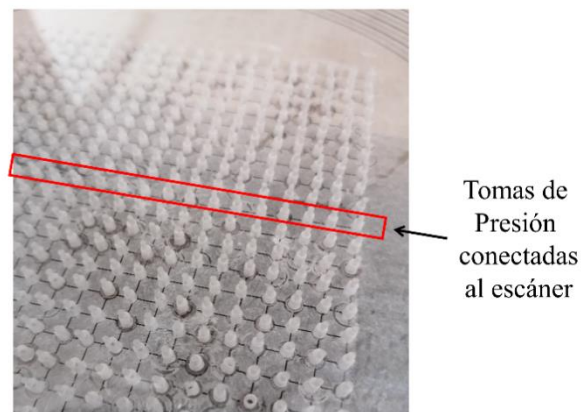


Figura 47. Patrón perforado en la planta de metacrilato para conexiones con tomas de presión.

Para la recopilación de datos de presión se dispone de un escáner de presión NetScanner 9116. Este escáner neumático es un módulo de adquisición de presión completamente autónomo para múltiples mediciones de gases secos que integra 16 sensores de presión piezorresistivos de silicio.

Para la obtención de datos en cada punto se toman medidas durante aproximadamente 6 segundos, lo que se traduce en 13 medidas. En la Figura 48, se puede ver un ejemplo de toma de datos de presión en el que se aprecia la estabilidad de las medidas.

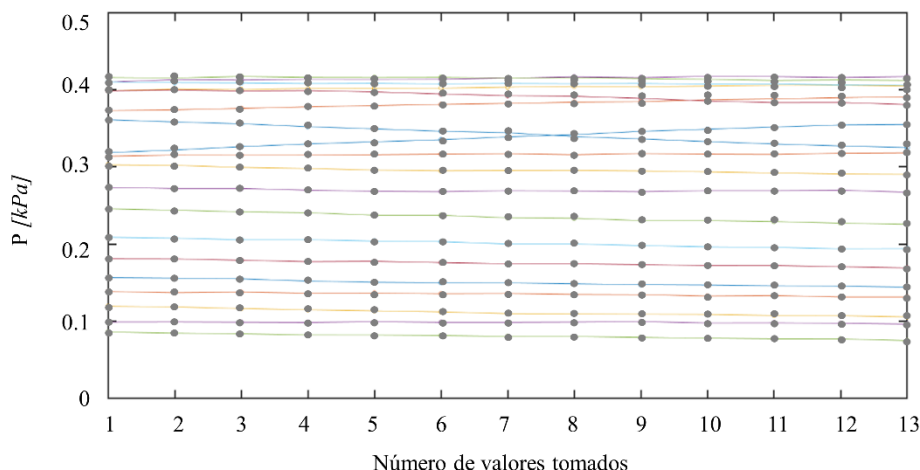


Figura 48. Ejemplo de estabilidad en las medidas de presión tomadas durante 6s.

Las conexiones de las tomas de presión a los puertos del escáner se llevan a cabo con tubos de 3 mm de diámetro exterior y 2 mm de diámetro interior que encajan con las conexiones de tubo de plástico instaladas en el metacrilato.

Cada canal del escáner incorpora un sensor de temperatura y una memoria EEPROM (*Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory*) para el almacenamiento de datos de calibración junto con información de identificación del sensor como rango de presión, fecha de calibración de fábrica y última fecha de calibración. El microprocesador usa los datos de la EEPROM para corregir los errores de cero, térmicos y de linealidad. Esta capacidad prácticamente elimina el error de cero del sensor y proporciona una precisión del sistema de hasta $\pm 0.05\%$ FS. El escáner se tara, en su instalación, en un rango de ± 9 kPa.

El escáner de presiones se conecta al PC, donde se almacenan los datos, vía ethernet a través de un *switch*. El software encargado de la toma de datos será el programa *NetScanner Unified Startup Software* (NUSS).

Para la obtención del perfil de velocidad se realizan medidas a diferentes alturas utilizando un tubo de Pitot simple de 0.4 mm de diámetro exterior, que permite la realización de un barrido vertical de presiones totales gracias al movimiento de un posicionador milimétrico (Figura 51).

Por otra parte, [57] desarrolla un método sencillo para determinar la tensión cortante sobre una superficie lisa utilizando un tubo de Pitot simple, redondo y dimensiones muy

pequeñas, que descansa sobre la propia superficie. Este tubo de Pitot es posteriormente llamado “sonda Preston” en honor al creador de esta metodología.

Las sondas Preston (Figura 49), proporcionan un método de confianza para medir esfuerzos cortantes en la pared [58], y han sido utilizados por diferentes autores [17][22] [30], para medir tensión cortante de pared en chorros.

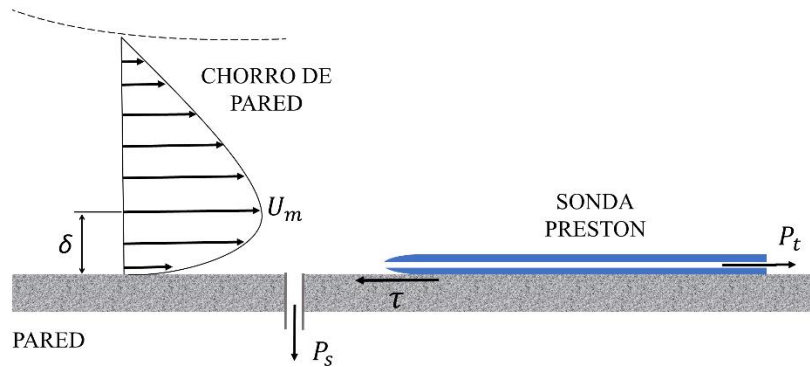


Figura 49. Esquema chorro de aire impactando contra pared y medición de tensión superficial (τ) con sonda Preston, donde P_t es la presión total, P_s es la presión estática, U_m es la velocidad máxima del chorro de pared y δ es la distancia desde la pared a la que se encuentra la velocidad máxima.

La diferencia entre las presiones registradas por la sonda Preston y la presión estática puede expresarse en forma adimensional de la siguiente forma:

$$\frac{\Delta P_P}{\rho U^{*2}} = f\left(\frac{U^* d}{\nu}\right) \quad (4.2.2)$$

Siendo ΔP_P la diferencia de presiones entre la medida de la sonda Preston y la presión estática sobre la banda, d el diámetro exterior de la sonda Preston, ρ y ν la densidad y viscosidad cinemática del aire respectivamente y U^* la velocidad de fricción, que a su vez se define como:

$$U^* = \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}} \quad (4.2.3)$$

Siendo τ_o la tensión cortante en la pared.

De una forma más práctica, [57] presenta esta misma relación de la manera siguiente:

$$\frac{\tau_o d^2}{4\rho\nu^2} = F\left(\frac{\Delta P_P d^2}{4\rho\nu^2}\right) \quad (4.2.4)$$

Donde la función F se determina en base a medidas experimentales realizadas en tuberías de flujo completamente desarrollado [57][59].

[59] refina el método Preston y presenta unas curvas calibradas que completan la corrección de este tipo de sondas (Figura 50). A esta corrección sobre las medidas tomadas con sondas Preston se le da el nombre de corrección de Patel.

La Figura 50 muestra en cada eje, de forma logarítmica, los valores de ambas partes de la ecuación (4.2.4) nombrados en este caso x^* e y^* . Por medio de las ecuaciones obtenidas experimentalmente por [59], subrayadas en amarillo en la Figura 50, se resuelve la función F y se obtiene el valor de la tensión cortante en la pared (τ_o).

La tensión cortante, por tanto, podrá obtenerse en base al valor de x^* , que a su vez depende de la diferencia del valor de presión obtenido con la sonda Preston ($P_t^{preston}$) y el valor de presión estática en la pared (P_s^{banda}) (ΔP_p , Ecuación (4.2.5)).

$$\Delta P_p = P_t^{preston} - P_s^{banda} \tag{4.2.5}$$

Para la obtención de estas magnitudes en el banco de ensayos, se realizarán medidas de presión a distintas distancias desde la línea de impacto de chorro por medio de unas sondas Preston de 0.2 mm de diámetro exterior y 0.1 mm de interior, que proporcionarán valores de presión a una altura de 0.1 mm sobre la pared Figura 51.

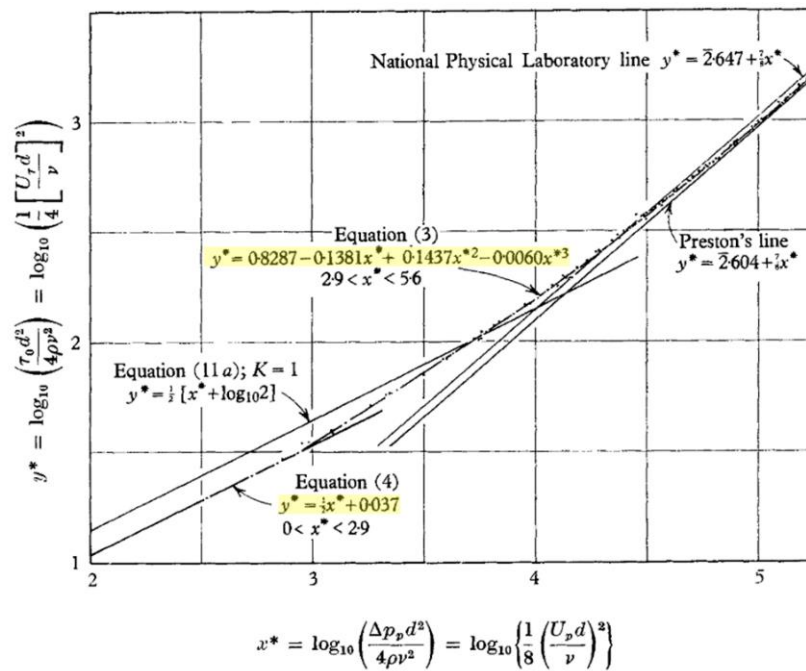


Figura 50. Calibración de Patel para sondas Preston [59].

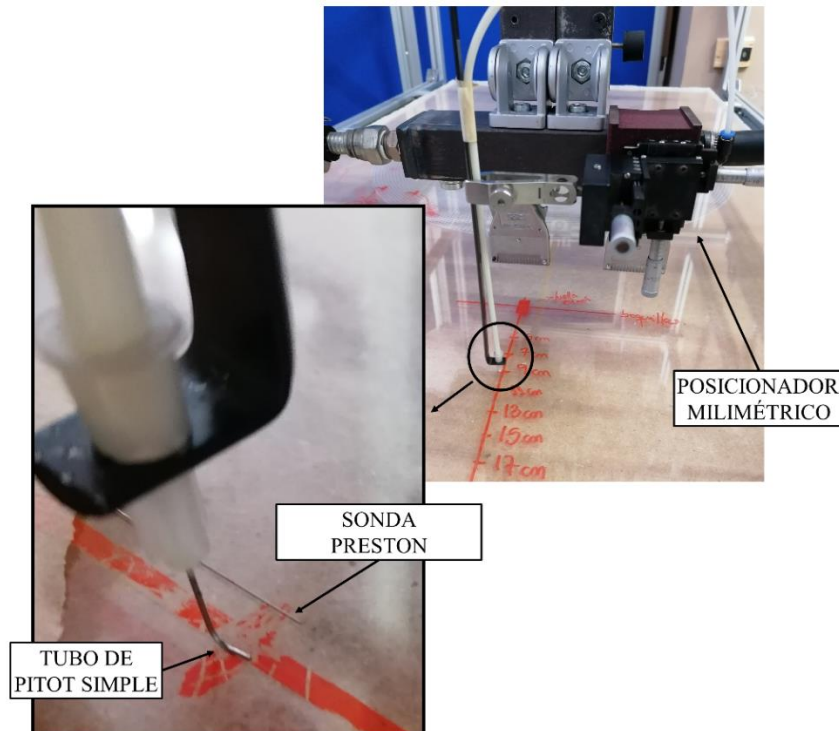


Figura 51. Sonda Preston de 0.2 mm de diámetro exterior y tubo de Pitot simple de 0.4 mm de diámetro exterior. Posicionador milimétrico utilizado para el barrido vertical de presiones dinámicas con el objetivo de obtener el perfil de velocidad del chorro de pared a distintas distancias desde la zona de impacto.

Por último, se dispone de dos manómetros para conectar en el colector y evaluar la presión en el mismo dependiendo del sistema de secado utilizado y su rango de presiones de alimentación.

En primer lugar, se dispone de un manómetro digital FESTO SPAN B11 con un rango de medición de -1 a 10 bar y una precisión de $\pm 1.5\%$ FS. Este manómetro se utiliza para medir la presión en el colector cuando se utiliza el sistema de secado compuesto por colector con boquillas.

Por otra parte, se dispone de un transmisor de presión diferencial KIMO CP113 con un rango de medición de ± 10000 Pa y una precisión de $\pm 1,5\%$ de la lectura ± 30 Pa. Este equipo se utiliza para medir la presión en el interior de la cuchilla de aire.

Como resumen a todo lo anterior, en la Tabla 3 se puede ver una recapitulación de la instrumentación utilizada. Además, en la Figura 52, se puede ver un esquema completo de la instalación experimental con la instrumentación implementada en la misma y el sistema de control de movimiento.

Cabe destacar que el banco de ensayos se ha realizado desde cero y, su instalación se ha finalizado para poder completar todas las pruebas llevadas a cabo en esta tesis, pero, aun teniendo ya integrados sistemas automatizados, como el control de movimiento o la recogida de datos, el objetivo a largo plazo sería la automatización completa del proceso.

Tabla 3. Características de la instrumentación utilizada

	Rango	Precisión
NetScanner 9116	±9 kPa	±0,05% FS
HoneyWell SSCSNBN001PDAA5	±6,89 kPa	±0.25% FS
FESTO SPAN B11	-1 a +10 bar	±1.5% FS
KIMO CP113	±10000 Pa	±1,5% de la lectura ±30 Pa

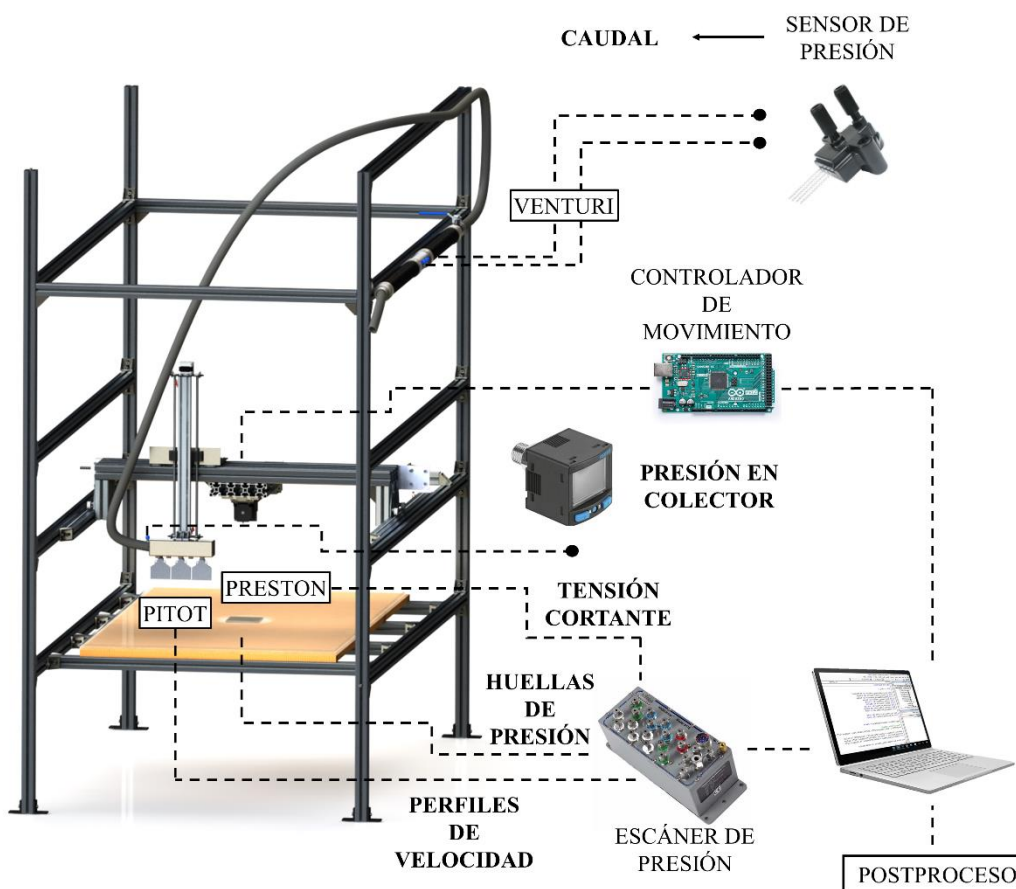


Figura 52. Esquema completo de la instalación experimental. Instrumentación y control de movimiento.

4.3. Configuraciones de los de sistemas de soplado analizados

Con el objetivo de caracterizar y comparar diferentes sistemas de soplado, se ha elegido el sistema más tradicional y uno de los nuevos avances planteados para rampas de secado en la industria del acero: cuchilla de aire y colector con boquillas planas.

4.3.1. *Cuchilla de aire*

Las cuchillas de aire generan un chorro de aire que actúa como barrera mecánica con el objetivo de reducir o eliminar la cantidad de fluido depositado en una banda continua de acero. El chorro generado depende principalmente del ancho de soplado del que disponga la cuchilla.

Para la caracterización de este tipo de sistema de secado se ha construido una cuchilla de aire de dimensiones totales 200x100 mm (largo y alto). Con el objetivo de tener la posibilidad de analizar con una misma cuchilla diferentes anchos de ranura de salida, y así poder variar el número de Reynolds, esta se compone de dos partes (Figura 53) que irán atornilladas y que permiten configurar la distancia de ancho de ranura añadiendo unos acoples interiores calibrados de 1, 2 y 3 mm de espesor. Para garantizar su estanqueidad, se empleará una junta de goma dispuesta en medio de ambas partes. Los planos de la cuchilla se encuentran en el ANEXO II.

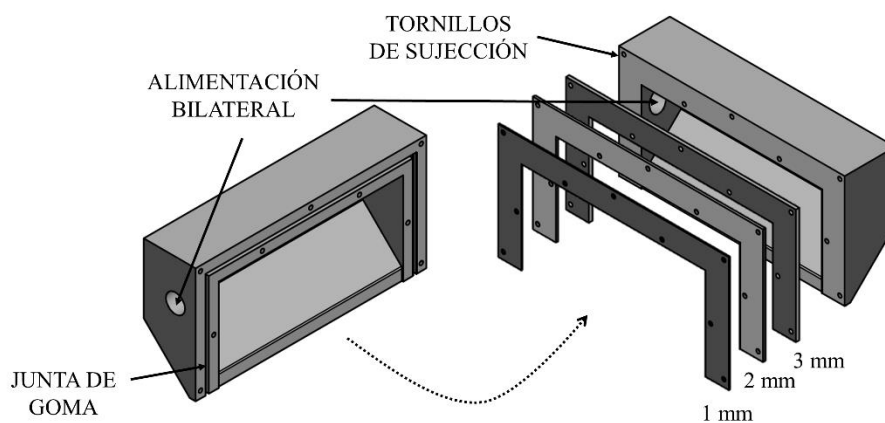


Figura 53. Esquema de la cuchilla de aire empleada en los ensayos. Cuchilla dividida en dos partes y acoples interiores de 1, 2 y 3 mm.

Para la realización de los ensayos, la cuchilla se colocará en el sistema de movimiento y se alimentará bilateralmente.

Tabla 4. Ensayos realizados para la caracterización del sistema de secado por cuchilla de aire (ver nomenclatura en Figura 9).

		Ancho de soplado de ranura (D)	
		2 mm	
Distancia de soplado (H)	6 mm	$P_c=2$ kPa	
	12 mm	$P_c=2$ kPa	
	25 mm	$P_c=2$ kPa	
	50 mm	$P_c=2$ kPa	

Con el objetivo de estudiar más a fondo el funcionamiento de un sistema de secado por cuchilla de aire, y comparar, en pasos posteriores, con otro método de secado, se obtienen las huellas de presión del chorro de impacto y valores de tensión cortante en la pared para diferentes configuraciones descritas en la Tabla 4.

Cabe destacar que una presión en el colector (P_c) de 2 kPa genera, como se verá más adelante en el Capítulo 6: *Resultados experimentales*, una velocidad de soplado de 17.36 m/s.

4.3.2. Colector con boquillas

El objetivo principal de este sistema de secado es crear una cortina de aire, lo más uniforme posible, suministrando menos caudal de aire que el que utiliza una cuchilla. Para hacer una comparación de ambos, se han decidido utilizar boquillas de chorro plano multicanal (Figura 54).

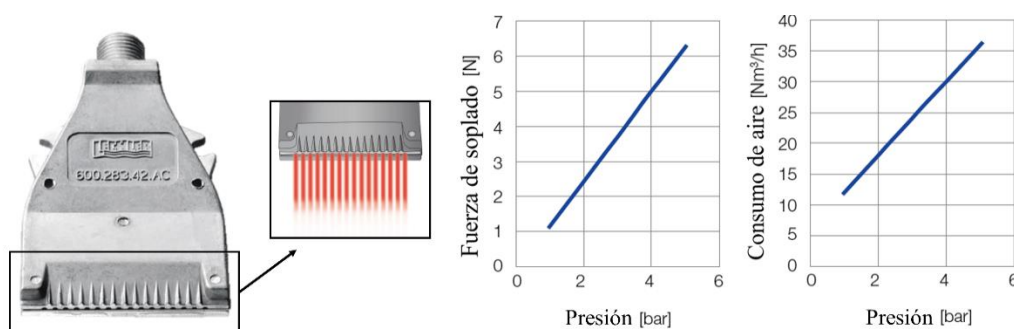


Figura 54. Boquilla de la serie 600.283.42 de Lechler de chorro plano multicanal empleada en los ensayos. Datos técnicos de fuerza de soplado y consumo de aire para diferentes presiones [60].

Este sistema de soplado se compone de un colector, que en el caso de estudio será de sección cuadrada y dimensiones 300x30 mm (largo y alto), en el que se instalan distintas configuraciones de boquillas de aire. Las boquillas utilizadas serán las de la serie 600.283.42 de la boquilla de aluminio Whisperblast® del fabricante Lechler.

Estos equipos son capaces de soportar elevadas cargas térmicas y mecánicas. Tienen una capacidad de soportar presiones de hasta 10 bar y temperaturas de hasta 200 °C.

El correcto funcionamiento de las boquillas creando una cortina de aire uniforme se ve influenciado principalmente por la distancia a la que serán colocadas las unas de las otras y de la interacción que se genere entre ellas. Por tanto, se estudiarán diferentes configuraciones para $L=0/25/50$ mm, siendo L la distancia entre boquillas (Figura 55).

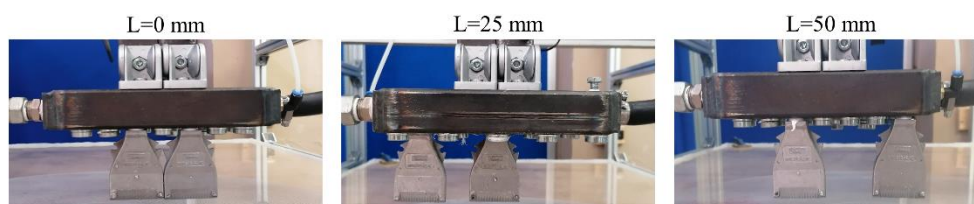


Figura 55. Distintas configuraciones de estudio de colector con boquillas planas.

Además, se evalúan diferentes distancias de soplado y presiones en el colector, obteniendo las huellas de presiones para todas las configuraciones mostradas en la Tabla 5.

Tabla 5. Ensayos realizados para la caracterización del sistema de secado compuesto por un colector con boquillas planas.

		Separación entre boquillas (L)		
		0 mm	25 mm	50 mm
Distancia de soplado (H)	25 mm	$P_c=1$ bar	$P_c=1$ bar	$P_c=1$ bar
		$P_c=2$ bar	$P_c=2$ bar	$P_c=2$ bar
		$P_c=3$ bar	$P_c=3$ bar	$P_c=3$ bar
	50 mm	$P_c=1$ bar	$P_c=1$ bar	$P_c=1$ bar
		$P_c=2$ bar	$P_c=2$ bar	$P_c=2$ bar
		$P_c=3$ bar	$P_c=3$ bar	$P_c=3$ bar
	75 mm	$P_c=1$ bar	$P_c=1$ bar	$P_c=1$ bar
		$P_c=2$ bar	$P_c=2$ bar	$P_c=2$ bar
		$P_c=3$ bar	$P_c=3$ bar	$P_c=3$ bar

4.4. Ejecución de los ensayos

Los ensayos experimentales realizados para cada sistema de soplado se componen de 3 partes diferenciadas:

- Obtención de la huella de presión del chorro de impacto.
- Obtención del perfil de velocidad del chorro de pared.
- Obtención de la tensión cortante en la pared.

Estas pruebas, debido a su compleja operabilidad, deciden hacerse por separado y posteriormente promediar los resultados en el tiempo. Aunque, todos los datos de presión se guardan y procesan con el mismo escáner de presión, descrito anteriormente.

4.4.1. *Huella de presión del chorro de impacto*

Como se explicó en el apartado 4.2.2, el metacrilato dispone de un patrón de agujeros separados 5 mm entre sí, del que se utilizarán 16 de ellos dispuestos longitudinalmente en el eje OX a modo de tomas de presión conectadas al escáner, y que servirán para obtener 16 valores de presión en cada movimiento del carro.

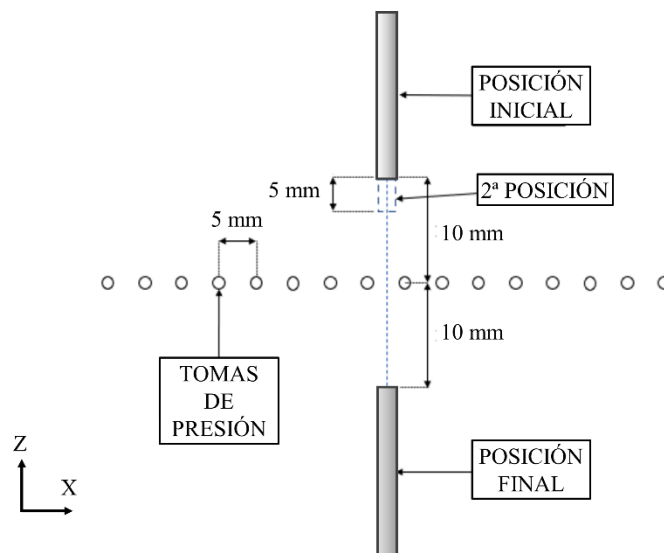


Figura 56. Diagrama de desplazamiento del sistema de secado (cuchilla de aire o colector con boquillas planas), para obtención de huella de presión de chorro de impacto.

Se realizará un barrido en el eje Z , haciendo un movimiento cada 5 mm, de modo que se obtiene un patrón de datos de $16 \times N$, siendo N el número de movimientos necesarios para

cubrir toda la huella de presiones. Además, con el propósito de asegurar la obtención de toda la huella, los ensayos se empiezan y terminan posicionando el sistema de secado a 10 mm de la línea de tomas de presión.

4.4.2. Perfil de velocidad del chorro de pared

Para la obtención del perfil de velocidad del chorro de pared, como se ha explicado anteriormente en el apartado 4.2.2, se utiliza un tubo de Pitot simple construido a partir de una aguja de calibre 27G, de 0.4 mm de diámetro exterior y 0.2 mm de diámetro interior.

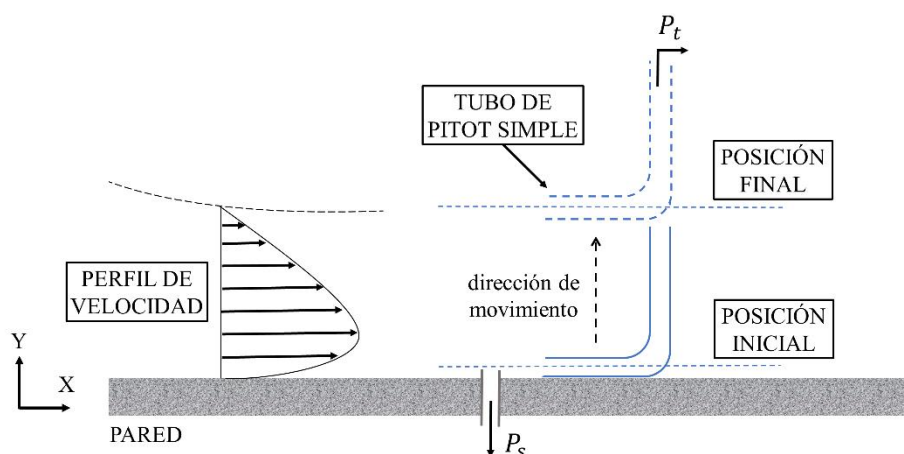


Figura 57. Diagrama de desplazamiento del tubo de Pitot simple para la obtención del perfil de velocidad del chorro de pared. Donde, P_t es la presión total y P_s es la presión estática.

Para la realización de los ensayos se sitúa el tubo de Pitot simple justo encima de la banda y se mueve manualmente por medio de un posicionador milimétrico (Figura 51) en dirección OY (Figura 57) a medida que se toman valores de presiones totales para cada posición. La sonda debe estar correctamente alineada con la velocidad del flujo, y no se deben superar desalineamientos mayores de aproximadamente 5 grados con respecto a la corriente incidente.

Los perfiles de velocidad se tomarán a $X=30/50/70/90$ mm desde la línea de impacto del chorro (Figura 57). Para la toma de medidas con el tubo de Pitot simple se obtienen valores de presión total en cada posición. Cabe destacar que los perfiles de velocidad se tomarán en todo momento en posiciones fuera de la huella de impacto del chorro libre y, por tanto, la presión estática, P_s , será cero.

Por último, para la obtención de velocidad a partir de la diferencia de presiones se aplicará la ecuación de Bernoulli.

4.4.3. *Tensión cortante en la pared*

Debido a las pequeñas dimensiones de la sonda Preston utilizada, se decide fijar la posición de la sonda sobre pared y realizar el movimiento del sistema de secado por medio del controlador de movimiento instalado en la estación experimental.

Como se ha explicado anteriormente en el punto 4.3, se realizarán todos los procedimientos experimentales para dos tipos de sistema de secado: cuchilla de aire y colector con boquillas planas, este último sistema se estudiará bajo diferentes configuraciones.

Las medidas de tensión cortante se toman en dos líneas paralelas a los ejes OZ y OX , con el objetivo de realizar un estudio más completo de cada una de las configuraciones. A continuación, se dan más detalles.

4.4.3.1. *Medidas de tensión cortante en la pared en eje OZ*

Para realizar las medidas de tensión cortante en la pared en el eje OZ , la posición de la sonda Preston se fija a la pared, mientras que el sistema de soplado se mueve en el eje OZ .

En el caso concreto del colector con boquillas (Figura 58), las medidas se toman desde el punto central de una boquilla, hasta el punto central de la boquilla siguiente. La distancia por recorrer dependerá, por tanto, de la separación entre boquillas (L).

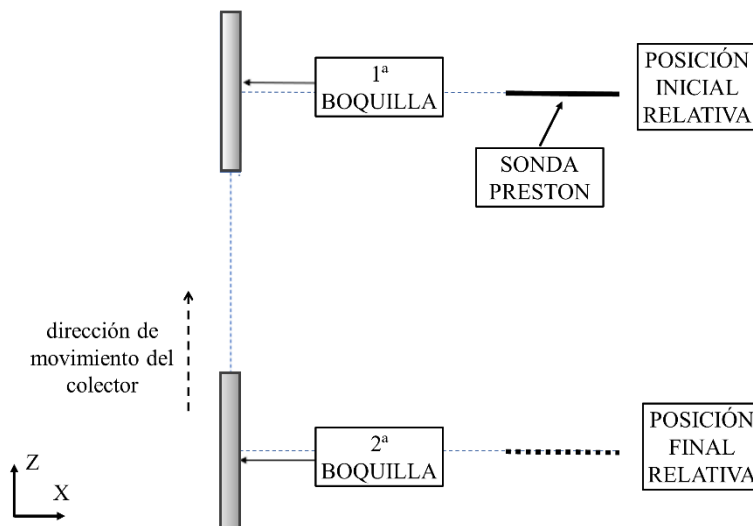


Figura 58. Diagrama de posiciones relativas de la sonda Preston para la obtención de tensión cortante en la pared en el eje OZ , en el caso concreto del sistema de secado compuesto por un colector con boquillas de aire planas.

Por otra parte, en el caso de la cuchilla de aire, la distancia a recorrer corresponde a la mitad del largo de la cuchilla. Dado que el fenómeno es simétrico, la obtención de este tramo es suficiente para el análisis.

Las medidas en este eje deciden realizarse a $X=75$ mm desde la línea de impacto del chorro libre, fuera de la huella de presiones de impacto, y se realizan movimientos con un desplazamiento de 5 mm entre ellos.

4.4.3.2. *Medidas de tensión cortante en la pared en eje OX*

De igual forma, para la obtención de las medidas de tensión cortante en la pared en el eje OX , la sonda Preston se fija a la pared, mientras que el sistema de secado se mueve en el eje OX .

Las medidas se toman desde la línea de impacto situada en $X=0$ mm, cada 3mm, hasta $X=30$ mm, es decir, se realizan 10 movimientos en este tramo, mientras que desde $X=30$ mm hasta $X=100$ mm cada 10 mm (7 movimientos).

En el caso concreto del sistema de soplado compuesto de colector con boquillas, se realizan las medidas para la zona de interacción y el centro de una de las boquillas.

Sin embargo, dado que la cuchilla de aire tendrá un efecto 2D en su funcionamiento, se realizan estas medidas únicamente en su punto central.

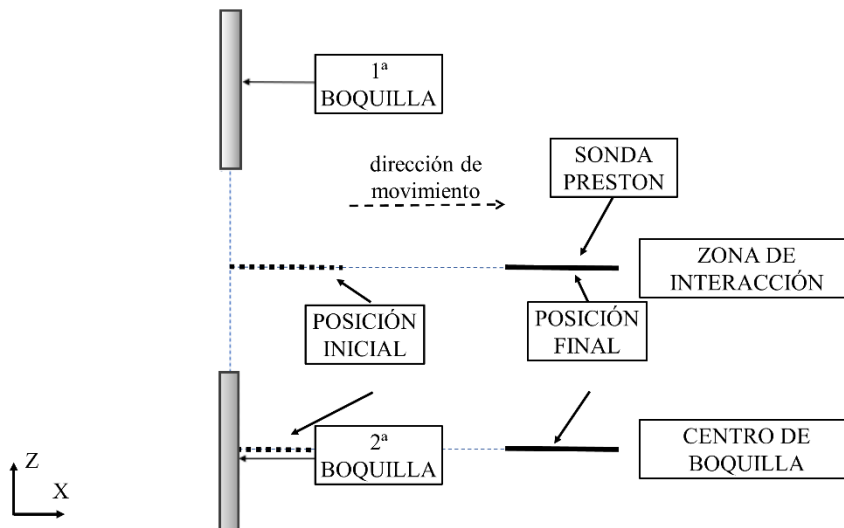


Figura 59. Diagrama de desplazamientos de la sonda Preston para la obtención de tensión cortante en la pared en el eje OX , en el caso concreto del sistema de secado compuesto por un colector con boquillas de aire planas.

4.5. Adimensionalización de las medidas longitudinales

Debido a que las distintas configuraciones provocan la obtención de diferentes medidas longitudinales, y siguiendo la metodología planteada por autores de la bibliografía [30], se decide adimensionalizar las distancias con la variable b definida en la Figura 60.

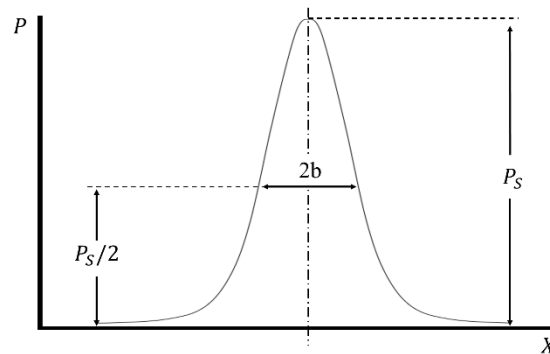


Figura 60. Distribución típica de la presión resultante del impacto de un chorro de aire. Definición de la variable 'b' como la mitad del ancho de huella para la mitad de la presión máxima (P_s).

El valor de esta variable será detallado para cada caso de estudio en el Capítulo 6: *Resultados experimentales*.

4.6. Análisis de incertidumbre de las medidas

Se ha realizado un análisis de la incertidumbre de las medidas teniendo en cuenta la resolución de los equipos utilizados para la obtención de los datos experimentales de caudales, presiones y tensiones cortantes para la cuchilla de aire y una boquilla plana siguiendo la metodología de Kline [61].

4.6.1. Cuchilla de aire

Como se ha explicado con anterioridad en este capítulo, para la medida de caudal se ha utilizado un tubo de Venturi diseñado según norma ISO-5157[56]. Una vez fabricado, se han comprobado las medidas de los diámetros de la entrada y de la vena contracta con un calibre de incertidumbre $10 \mu\text{m}$ ($U(d_2)$ y $U(d_1)$). La adquisición de los valores de presión se realiza con la instrumentalización detallada en la Tabla 3. Para la obtención de la presión

diferencial en el Venturi se ha utilizado un sensor de presión SSCSNBN001PDAA5 del fabricante Honeywell con un rango de medición de ± 1 psi y una incertidumbre ($U(\Delta P)$) de $\pm 0.25\%FS$ ($\pm 17.23 Pa$). Por último, los ensayos se han realizado a una temperatura media de $20^\circ C$ y una presión de $1024 hPa$ por lo que se ha utilizado para los cálculos una densidad del aire (ρ) de $1.2 kg/m^3$ con una incertidumbre de $\pm 0.005 \approx \pm 0.5\%$ ($U(\rho)$).

Además, para medir la presión en el colector (P_c), el caso de la cuchilla de aire, se utiliza un manómetro de presión diferencial KIMO CP113 con un rango de $\pm 10000 kPa$ y una precisión de $\pm 1,5\%$ de la lectura $\pm 30 Pa$ ($U(P_c)$).

Con todo esto, teniendo en cuenta la ecuación para calcular el caudal con el Venturi (ecuación (4.6.1)) y según la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de acuerdo a la metodología de [61] (ecuación (4.6.2)), se obtiene la incertidumbre de precisión para la medición de caudal $U(Q)$.

$$Q = \frac{\pi \left(\frac{d_2}{2}\right)^2}{\sqrt{1 - \left(\frac{\pi \left(\frac{d_2}{2}\right)^2}{\pi \left(\frac{d_1}{2}\right)^2}\right)^4}} \sqrt{2g \left(\frac{\Delta P}{\rho g}\right)} \quad (4.6.1)$$

$$U(Q) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial d_2} U(d_2)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial d_1} U(d_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta P} U(\Delta P)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \rho} U(\rho)\right)^2} \quad (4.6.2)$$

En la Figura 61 se muestran los porcentajes de incertidumbre que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre del caudal.

Como se puede observar, las incertidumbres que predominan son las relativas al cálculo de la diferencia de presión para el tubo de Venturi, seguida de la incertidumbre en el valor de la densidad. Sin embargo, las incertidumbres generadas por los componentes geométricos del tubo de Venturi son mucho más pequeñas, quedando por debajo del 0.1% .

Cabe destacar que, para el cálculo de estos porcentajes, y de todos los siguientes explicados en este capítulo, se ha usado el valor máximo de los valores de presión obtenidos según las presiones en el colector, con el objetivo de presentar la condición más desfavorable.

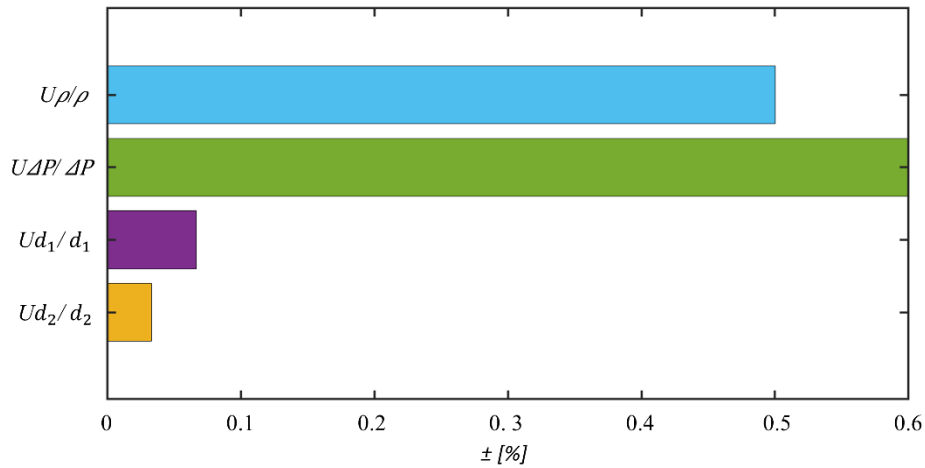


Figura 61. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de caudal (ecuación (4.6.2))

En la Figura 62 se representa la incertidumbre de precisión sobre las medidas tomadas para el caudal y la presión en el colector. Como se puede ver, los valores de incertidumbre de caudal son mayores a menores caudales, mientras que los valores de incertidumbre de presión en el colector son mayores a mayor presión.

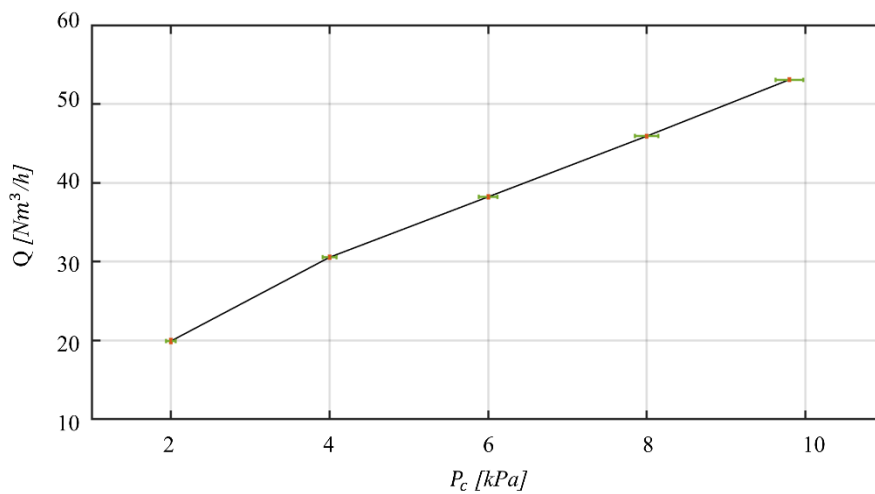


Figura 62. Incertidumbres de precisión sobre el cálculo del caudal $U(Q)$ y la presión en el colector $U(P_c)$ para sistema de secado por cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm a una altura de soplado $H=50$ mm.

De igual forma, se realizan los análisis de las incertidumbres de las medidas de presión y tensión cortante que se expondrán en Capítulo 6: *Resultados experimentales*.

Estas medidas se obtienen con un escáner de presión NetScanner 9116 que proporciona una precisión de hasta $\pm 0.05\%$ FS en un rango de ± 9 kPa ($U(P_{scan})$).

Para la obtención de la incertidumbre de precisión asumida al realizar el cálculo de la tensión cortante (τ) según el método de Patel [59] (ecuación (4.6.3)) se ha empleado la siguiente ecuación para el cálculo de incertidumbre (ecuación (4.6.4)), resultando una incertidumbre $U(\tau)$. Los porcentajes de las incertidumbres de los diferentes componentes de esta ecuación se muestran en la Figura 63.

$$\tau = \frac{10^{0.8287 - 0.1381 \left(\log_{10} \left(\frac{P_{scan} d^2}{4\rho v^2} \right) \right) + 0.1437 \left(\log_{10} \left(\frac{P_{scan} d^2}{4\rho v^2} \right) \right)^2 - 0.0060 \left(\log_{10} \left(\frac{P_{scan} d^2}{4\rho v^2} \right) \right)^3}{d^2} \quad (4.6.3)$$

$$U(\tau) = \sqrt{\left(\frac{\partial \tau}{\partial \rho} U(\rho) \right)^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial v} U(v) \right)^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial P_{scan}} U(P_{scan}) \right)^2} \quad (4.6.4)$$

Cabe destacar que el diámetro exterior de la sonda Preston (d), se ha considerado como una constante de 0.2 mm.

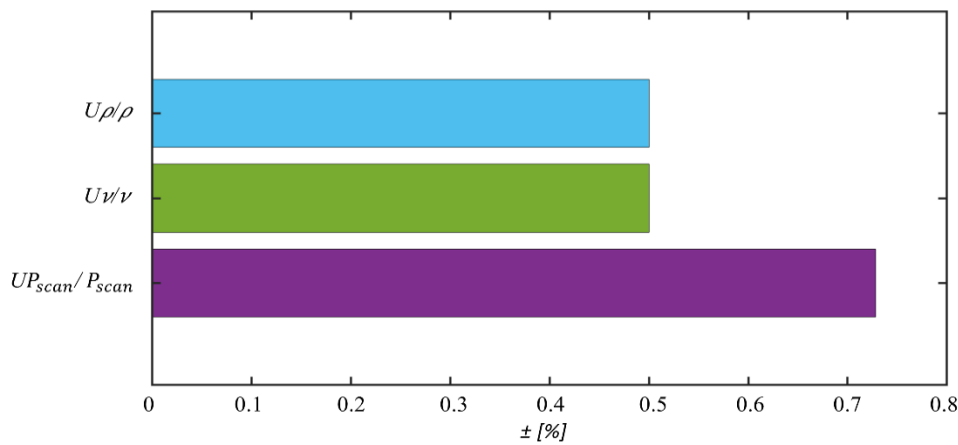


Figura 63. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la tensión cortante (ecuación (4.6.4)(4.6.3)).

Además, los carros de posicionamiento se mueven gracias a un motor paso a paso que representa una incertidumbre en el desplazamiento en el eje OX ($U(X)$), correspondiente a 1 paso, que en el husillo se transforma en 0.0253 mm.

Por otra parte, se tiene en cuenta la incertidumbre en la medida para el cálculo de la variable b que determina la mitad del ancho de la huella para la mitad de la presión máxima (P_s).

Como se verá más adelante en el Capítulo 6: *Resultados experimentales*, la variable b sigue una distribución Gaussiana que colapsa para todos los casos de un chorro impactando según la ecuación (4.6.5) [30].

$$\frac{P}{P_s} = e^{-\alpha \xi^2} \quad (4.6.5)$$

Donde $\alpha = -\ln\left(\frac{1}{2}\right)$ y $\xi = \frac{x}{b}$.

A partir de esta ecuación se ha adimensionalizado el desplazamiento en el eje OX como X/b siguiendo la ecuación (4.6.6), donde se tiene en cuenta la incertidumbre en el desplazamiento en el eje OX ($U(X)$), y la incertidumbre debida a la medida de presión con el escáner $U(P_{scan})$.

$$\frac{X}{b} = \frac{X}{\sqrt{\frac{\ln\left(\frac{1}{2}\right) X^2}{\ln\left(\frac{P}{P_s}\right)}}} \quad (4.6.6)$$

En las siguientes figuras (Figura 64 y Figura 65) se representa la incertidumbre de precisión sobre las medidas tomadas de presión y tensión cortante de forma adimensional en función de X/b , como se presentará en el Capítulo 6: *Resultados experimentales*, siguiendo la estructura típica utilizada por varios autores [29][30].

Para la adimensionalización de los valores de presión y tensión cortante, se utiliza la velocidad de soplado (U_o), que se obtiene a partir del caudal medido con el Venturi, de incertidumbre $U(Q_{20Nm^3/h}) = \pm 0.0143 \approx \pm 1.43\%$, la densidad, de incertidumbre de $\pm 0.005 \approx \pm 0.5\%$ ($U(\rho)$) y la superficie de salida, que se comprueba nuevamente con un calibre de incertidumbre $10 \mu\text{m}$ ($U(L_1)$ y $U(D)$).

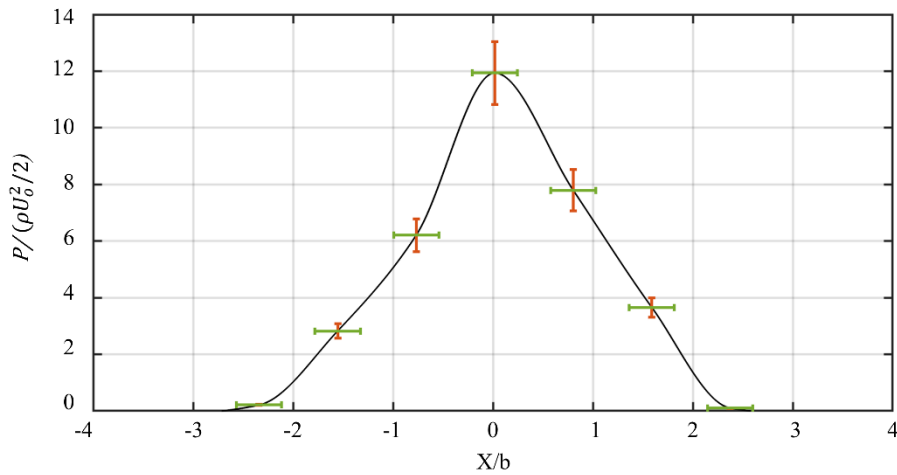


Figura 64. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de presión de la huella de impacto U (P_{scan}) de manera adimensional respecto al desplazamiento X/b , para un caso de cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=20$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=2$ kPa.

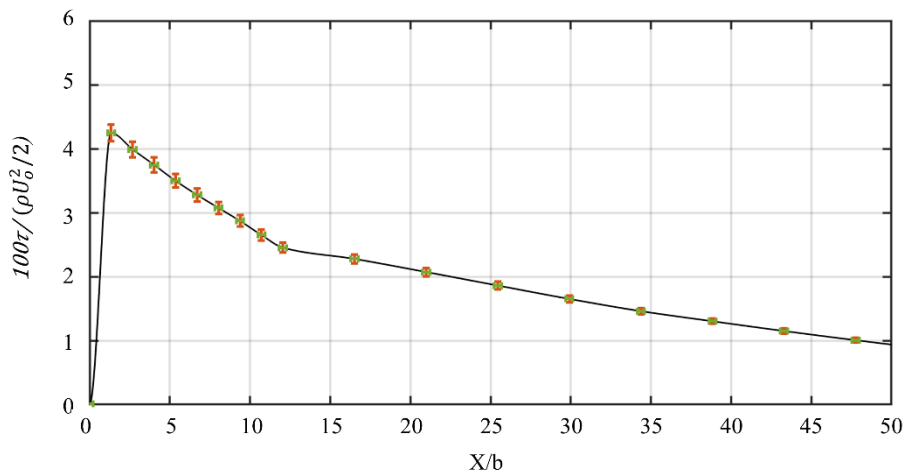


Figura 65. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de tensión cortante en la pared U (τ) de manera adimensional respecto al desplazamiento X/b , para un caso de cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=20$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=2$ kPa.

Como se puede observar, a mayores valores de presión y tensión cortante existe una mayor incertidumbre, mientras que la incertidumbre de X/b , se mantiene prácticamente constante.

Los porcentajes de todas las incertidumbres que afectan a la medida adimensional de la presión de impacto y de la tensión cortante se muestran en la Figura 66 y en la Figura 67.

En ambos casos, el componente que más peso tiene es el del caudal, debido a las medidas de presión diferenciales del tubo de Venturi como se explica en la Figura 63. Cabe destacar

también que el porcentaje de la incertidumbre del ancho de ranura (D), se equipara al de la densidad en $\pm 0.5\%$ mientras que el porcentaje de incertidumbre para el ancho de cuchilla (L_1) resulta prácticamente despreciable. Esto es debido a la diferencia de valores entre ambas magnitudes de 2 y 160 mm respectivamente, y que su medida ha sido comparada con un mismo calibre de incertidumbre $10\ \mu\text{m}$.

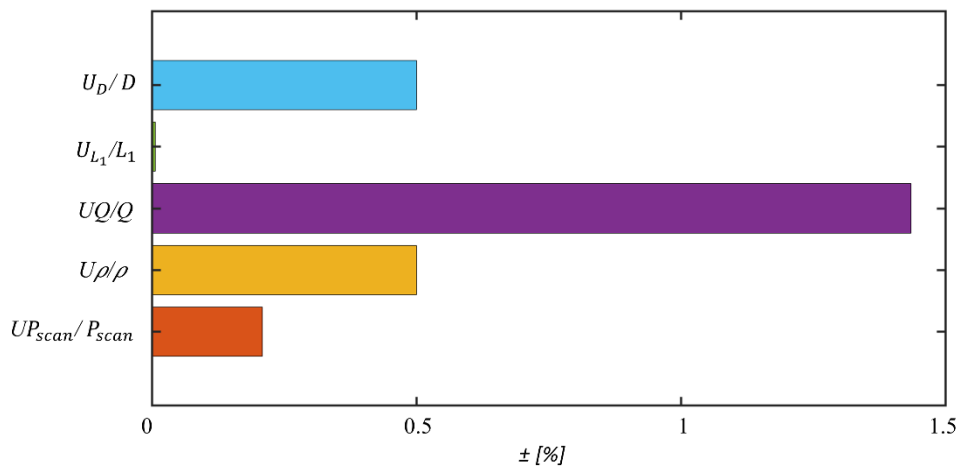


Figura 66. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la presión de forma adimensional.

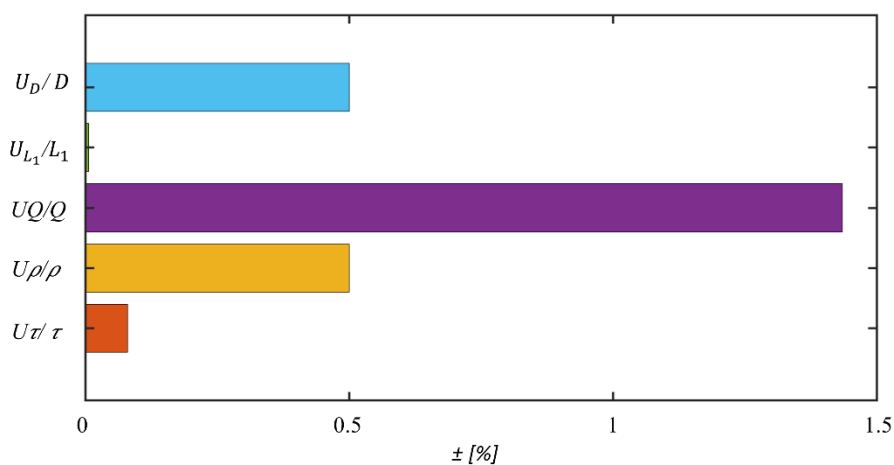


Figura 67. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la tensión cortante de forma adimensional.

Por último, se puede observar que la incertidumbre debida a la medida de presión del escáner tiene más peso en el cómputo total de la fórmula que la incertidumbre debida a la medida de tensión cortante. Esto es así ya que, como se explicó con anterioridad, en estos gráficos se muestra la condición más desfavorable, es decir, valores máximos de presión,

y estos valores son mayores para la medida de la huella de presión que para el cálculo de la tensión cortante.

4.6.2. *Boquilla plana*

De igual forma, se ha realizado un análisis de incertidumbre sobre las medidas de caudal, presión y tensión cortante obtenidas para una boquilla plana.

En este caso, la presión en el colector (P_c) se ha obtenido con un manómetro FESTO SPAN B11 con un rango de -1 a 10 bar y una incertidumbre de $\pm 1.5\%$ FS ($U(P_c)$).

Los porcentajes de incertidumbres de los componentes que forman parte de la ecuación para el cálculo del caudal (ecuación (4.6.2) para una boquilla plana se presentan en la Figura 68. En este caso, el valor predominante es el de la incertidumbre de la diferencia de presiones. Esto es debido a que la diferencia de presiones del Venturi para el cálculo del caudal, en el caso de una boquilla plana, son mucho más pequeñas en comparación con las obtenidas para la cuchilla de aire (aproximadamente 17 veces más pequeñas). Esto hace que la incertidumbre del sensor de presión utilizado sea más evidente para este caso.

Para asegurar la correcta toma de valores, se comprueba que ninguna medida de diferencia de presión en el Venturi esté por debajo de la incertidumbre marcada por el sensor, aunque como se verá en futuros gráficos (Figura 70 y Figura 71) las incertidumbres obtenidas se podrían reducir con un sensor de presión de menor rango.

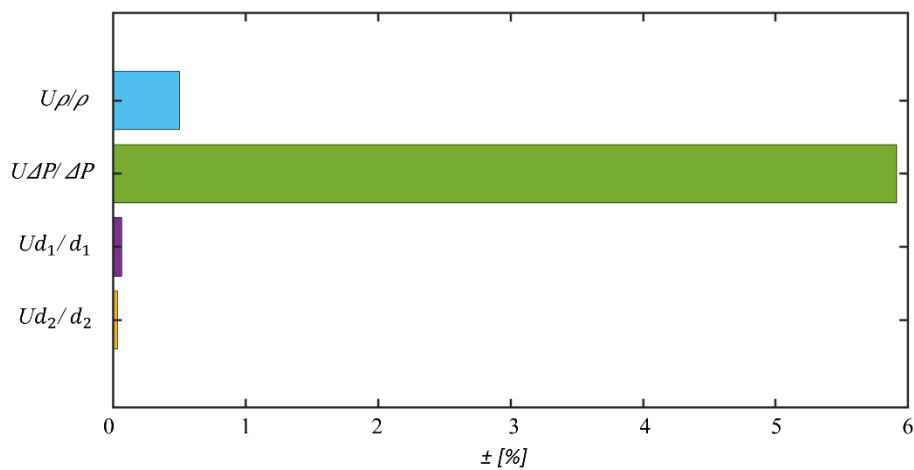


Figura 68. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de caudal (ecuación (4.6.2))

En la Figura 69 se representa la incertidumbre de precisión sobre las medidas tomadas para el caudal y la presión en el colector.

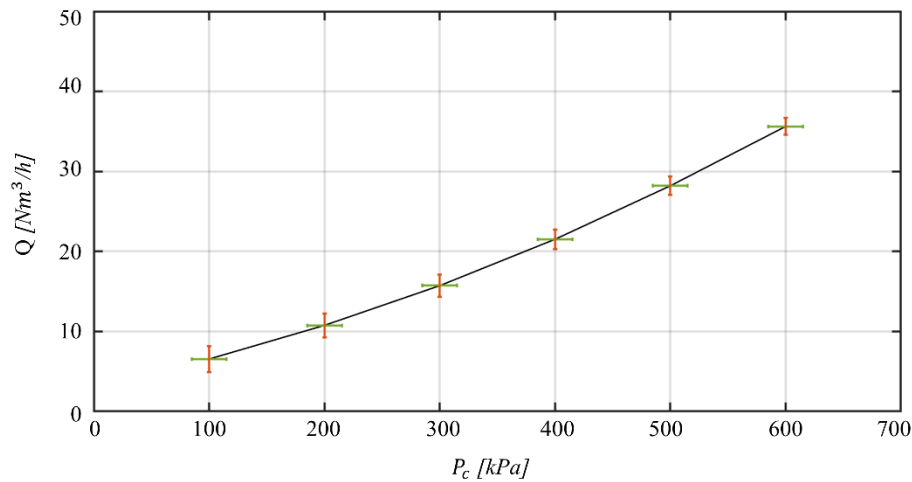


Figura 69. Incertidumbres de precisión sobre el cálculo del caudal $U(Q)$ y la presión en el colector $U(P_c)$ para una boquilla plana.

Al igual que para la cuchilla de aire, en las siguientes figuras (Figura 70 y Figura 71) se representa la incertidumbre de los valores de presión y tensión cortante de forma adimensional en función de la posición longitudinal X/b .

Los valores de incertidumbres obtenidos para estos casos son mayores que los obtenidos para una cuchilla de aire en relación con sus valores medidos experimentalmente. Esto es debido a los valores del caudal que a su vez dependen de la diferencia de presiones en el Venturi, como se explicó en la Figura 68.

En los trabajos presentados en esta tesis se utiliza el mismo sensor de presión para la medida de caudal de ambos sistemas, pero la incertidumbre para los valores de caracterización de una única boquilla plana podría reducirse para futuros trabajos con un sensor de presión de menor rango. Sin embargo, los resultados mostrados en el Capítulo 6: *Resultados experimentales*, serán para un colector con dos boquillas planas en diferentes configuraciones a un caudal $Q=20 \text{ Nm}^3/\text{h}$ y, como se observa en la Figura 69, a medida que crece el caudal, la incertidumbre se reduce.

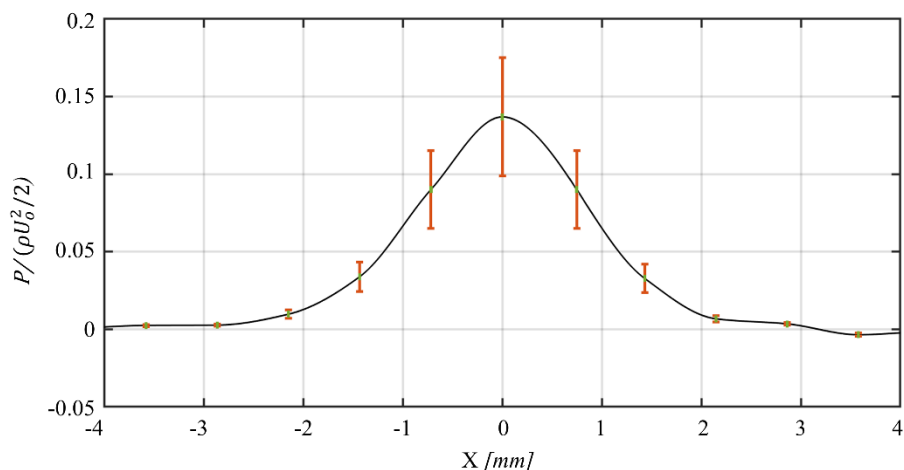


Figura 70. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de presión de la huella de impacto $U (P_{scan})$ de una boquilla plana, respecto al desplazamiento X/b , a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=10$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=200$ kPa.

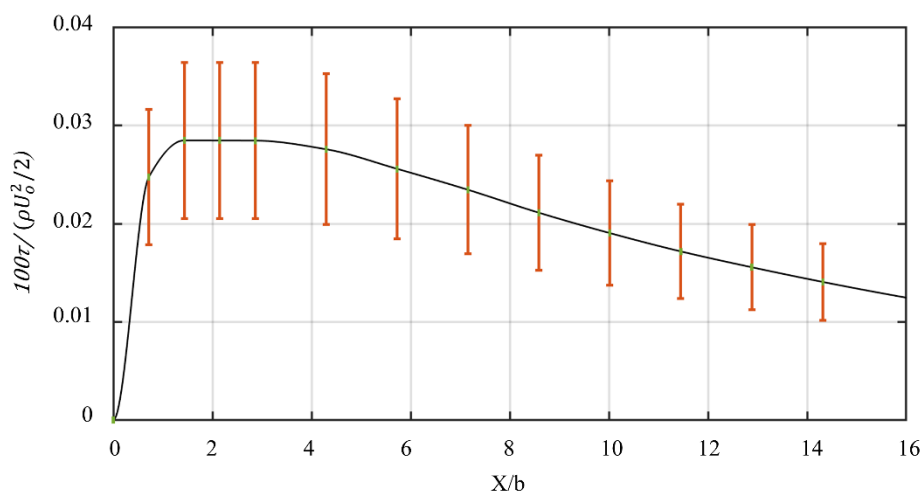


Figura 71. Incertidumbre de precisión sobre las medidas de tensión cortante $U(\tau)$ de una boquilla plana, respecto al desplazamiento X/b , a una altura de soplado $H=50$ mm, y un caudal $Q=10$ Nm^3/h que corresponde con una presión en el colector $P_c=200$ kPa.

Los porcentajes de las incertidumbres de las medidas que afectan al valor adimensional de la presión de impacto y de la tensión cortante para una boquilla plana siguen las mismas tendencias descritas en la Figura 66 y en la Figura 67, observando de nuevo que la incertidumbre del caudal, utilizada para el cálculo de la velocidad de soplado, predomina sobre las demás variables. Además, esta incertidumbre ahora será mucho mayor ya que se arrastra el valor de la incertidumbre de la diferencia de presiones explicada en la Figura 68.

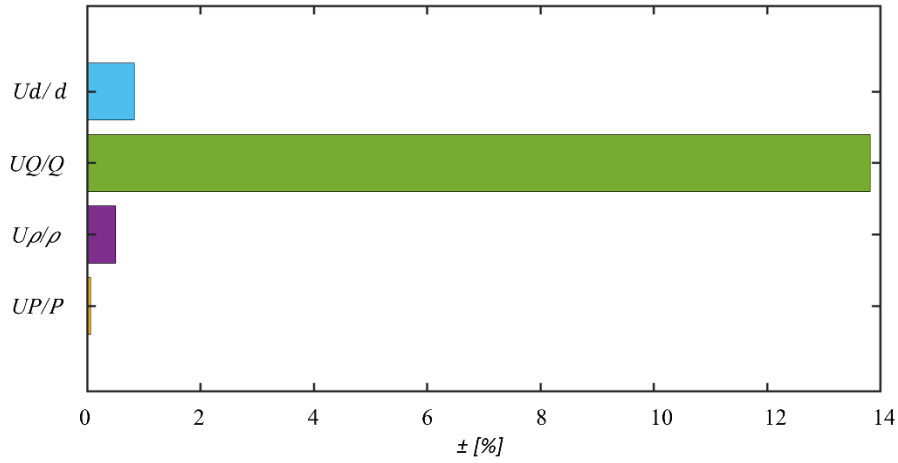


Figura 72. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la tensión cortante de forma adimensional para una boquilla plana soplando a un caudal $Q=10 \text{ Nm}^3/\text{h}$ que corresponde con una presión en el colector $P_c=200 \text{ kPa}$.

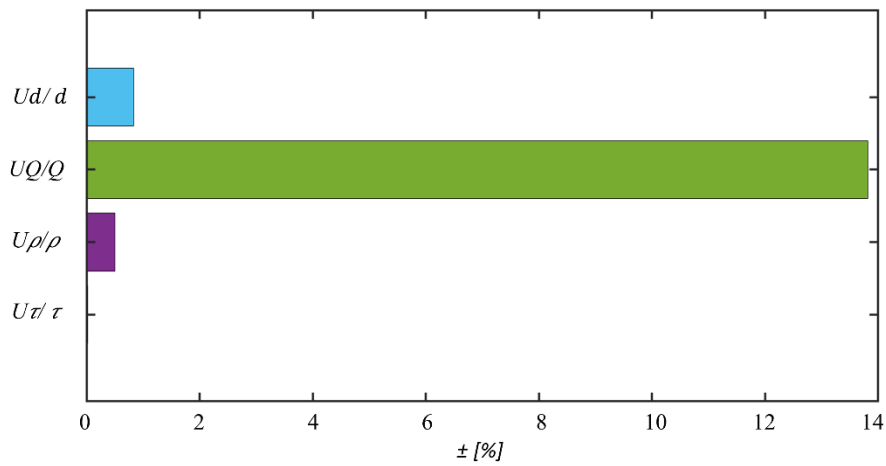


Figura 73. Porcentajes de incertidumbres que forman parte de la ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la presión de forma adimensional para una boquilla plana soplando a un caudal $Q=10 \text{ Nm}^3/\text{h}$ que corresponde con una presión en el colector $P_c=200 \text{ kPa}$.

Capítulo 5

Resultados numéricos

Los modelos numéricos, cuyos resultados se muestran en este capítulo, han sido detallados anteriormente en el Capítulo 3: *Metodología numérica*.

5.1. Modelo aerodinámico de cuchillas de aire

Con el fin de evaluar el funcionamiento global de las diferentes configuraciones de la cuchilla de aire, se extraen del modelo los valores de velocidad y presión. Teniendo en cuenta una vista general del problema, se puede ver una distribución de flujo diferente dentro de cada colector. La Figura 74 muestra las líneas de flujo de velocidad para ambas

configuraciones: alimentación central y lateral. Se podría decir que la alimentación central tiene, en general, una distribución menos uniforme que la alimentación lateral, pero, sin embargo, la alimentación lateral tiene un punto débil en el lado de la alimentación. Este defecto, que se explicará más adelante, podría provocar una limpieza no satisfactoria en esta zona.

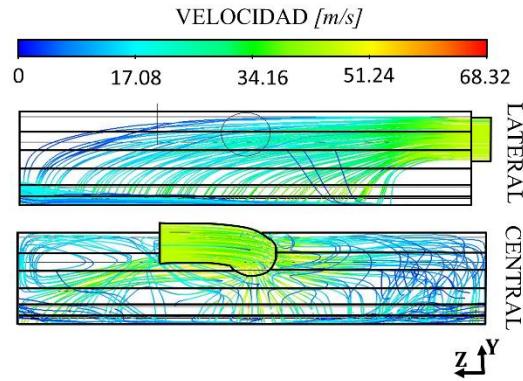


Figura 74. Líneas de flujo de velocidad para ambas geometrías de colector: alimentación lateral y alimentación central para un ancho de soplado de cuchilla de $D=24\text{mm}$.

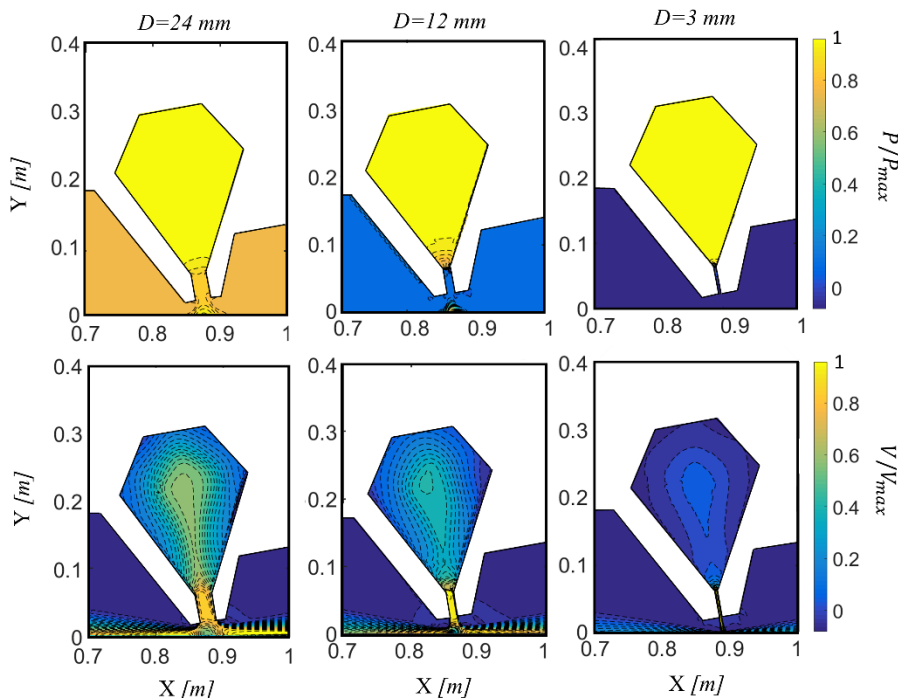


Figura 75. Comparación de contornos de presión y velocidad para un plano medio en $Z=0.6\text{m}$, según el ancho de soplado de cuchilla (D), para una cuchilla con alimentación lateral.

La Figura 75 corresponde a un plano en $Z = 0.6\text{ m}$, justo en el medio de la cuchilla de aire. En este plano, se trazan los contornos de presión estática y velocidad para las dos

configuraciones con el objetivo de analizar el efecto de la alimentación lateral en este punto.

Como se puede apreciar, los contornos muestran una distribución típica de presión y velocidad de un chorro que impacta contra una superficie, obteniendo una presión uniforme dentro del colector y alcanzando la velocidad máxima en la salida de la cuchilla de aire. Cabe destacar que el punto de estancamiento está desplazado en todos los casos por la inclinación de la boquilla.

Con respecto a la alimentación central (Figura 76), se observa un claro gradiente en los gráficos de presión, asociado con un gran desprendimiento de flujo justo debajo de la entrada de alimentación. La magnitud de este desprendimiento de flujo se puede ver en los contornos de velocidad, siendo mayor cuanto mayor sea el ancho de soplado de cuchilla (D). Este desprendimiento genera una gran cantidad de pérdidas en esta región, por lo que el chorro en la salida también se ve afectado.

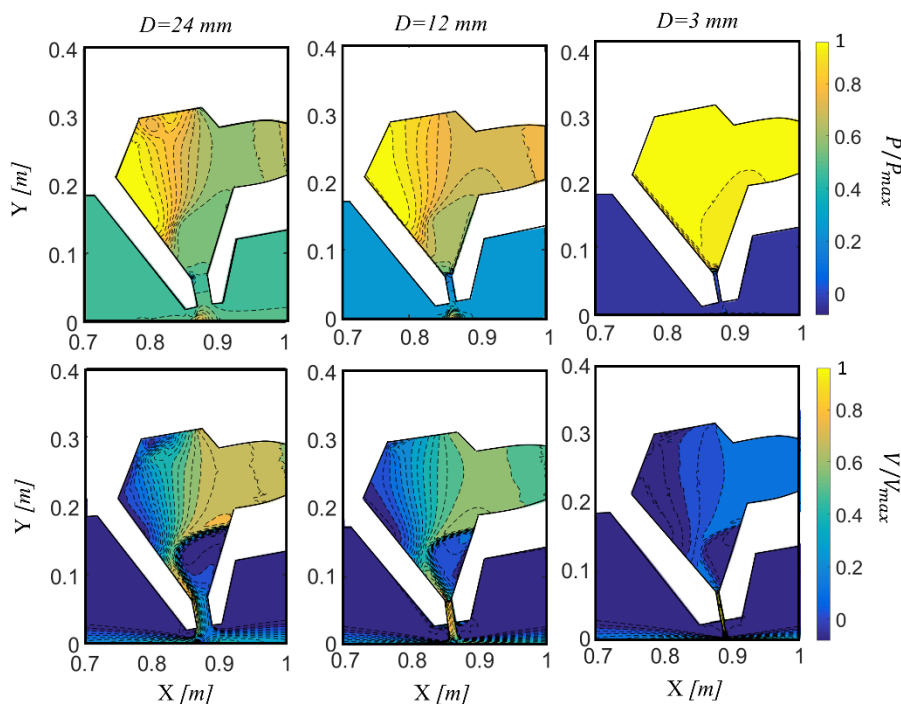


Figura 76. Comparación de contornos de presión y velocidad para un plano medio en $Z=0.6m$, según el ancho de soplado de cuchilla (D), para una cuchilla con alimentación central.

Observando la zona de salida de la cuchilla de aire en los contornos de velocidad del gráfico de alimentación central (Figura 76), se puede ver un bloqueo parcial de la salida debido al vórtice creado en la entrada del colector. Por lo tanto, el chorro que sale de la boquilla hacia

la banda es más estrecho y su velocidad máxima es mayor que en la configuración de alimentación lateral y, por consecuencia, la región de estancamiento es más pequeña y está más desplazada. Además, cabe destacar que este fenómeno de bloqueo se hace más evidente cuanto mayor es el ancho de soplado de cuchilla (D).

Aunque el propósito de estas figuras no es el estudio del chorro de pared (o *Wall Jet*), se ve claramente que la región de estancamiento más grande, producida en la alimentación lateral (Figura 75), provoca un chorro de pared más uniforme aguas abajo del impacto.

Por otra parte, los efectos 3D del chorro creados por el tipo de alimentación, y por la utilización de tornillos, se pueden ver en las siguientes figuras (Figura 77, Figura 78, Figura 79 y Figura 80).

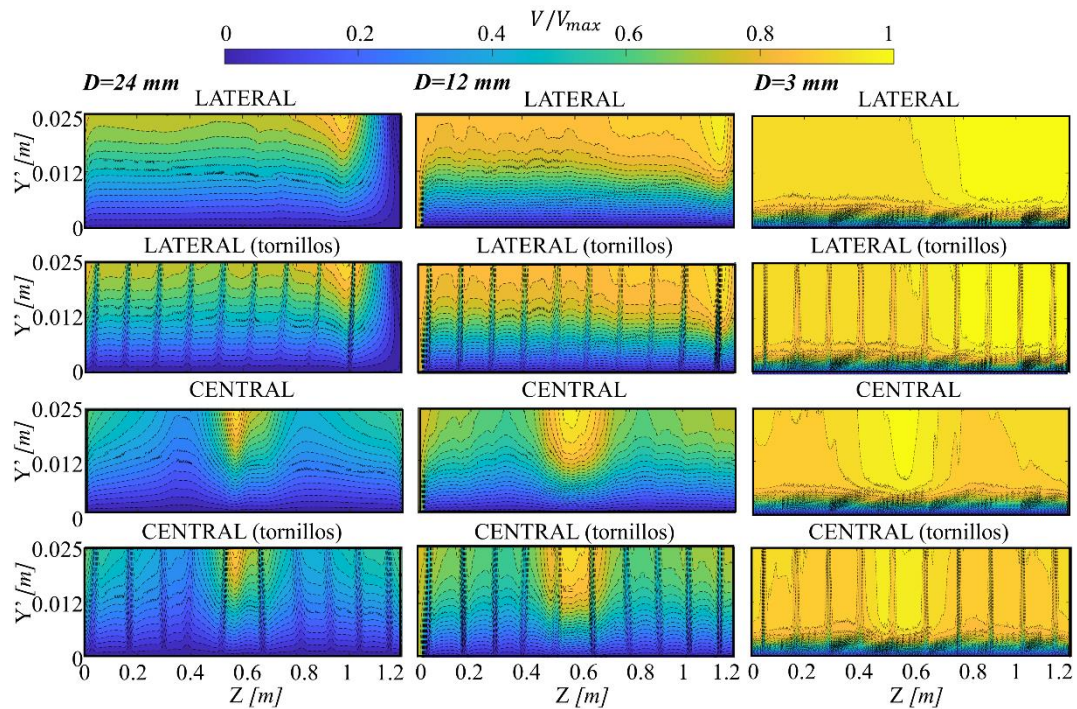


Figura 77. Comparación de contornos de velocidad en la dirección OY' para un plano ZY' en la zona del chorro de impacto, según ancho de soplado de cuchilla (D), de izquierda a derecha 24, 12 y 3 mm, con geometría con alimentación central/lateral y con/sin tornillos.

En la Figura 77 se muestra la magnitud de la velocidad en el plano $Y'Z$ (ver Figura 9) para la zona del chorro de impacto, donde dos fenómenos llaman automáticamente la atención:

- Contornos de velocidad no uniformes relacionados con el tipo de alimentación.
- Picos de velocidad provocados por la presencia de los tornillos.

En el caso de la alimentación central se puede ver una zona de máxima velocidad en $Z=0.6$ m, como consecuencia del chorro generado en la salida del conducto de alimentación, que obligan al flujo a circular a $Z>0.6$ m generando una falta de velocidad en $Z<0.6$ m. Este fenómeno se ve más acentuado para un ancho de cuchilla de aire (D) de 12 mm.

La influencia de los tornillos se muestra como picos en los contornos para ambas configuraciones. Como se puede apreciar en la Figura 77, ambas configuraciones tienen fuertes estelas que no se disipan completamente antes de llegar a la banda. Cabe destacar que, en el caso del colector de alimentación lateral, el primer tornillo que comienza desde $Z=1.2$ m no crea estela porque está justo debajo de la zona de recirculación cerca de la entrada de alimentación para un ancho de soplado $D=24$ mm.

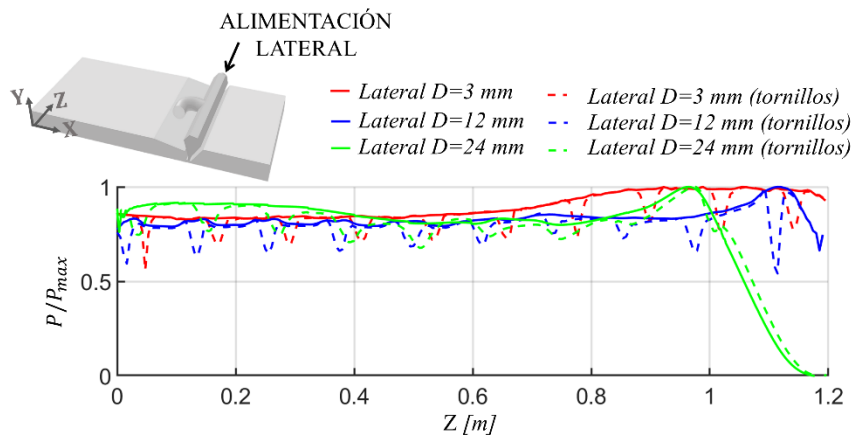


Figura 78. Línea de presión en dirección OZ , correspondiente a la zona de impacto del chorro sobre la banda. Datos correspondientes a una geometría con alimentación lateral con/sin tornillos y un ancho de soplado de cuchilla $D=3/12/24$ mm.

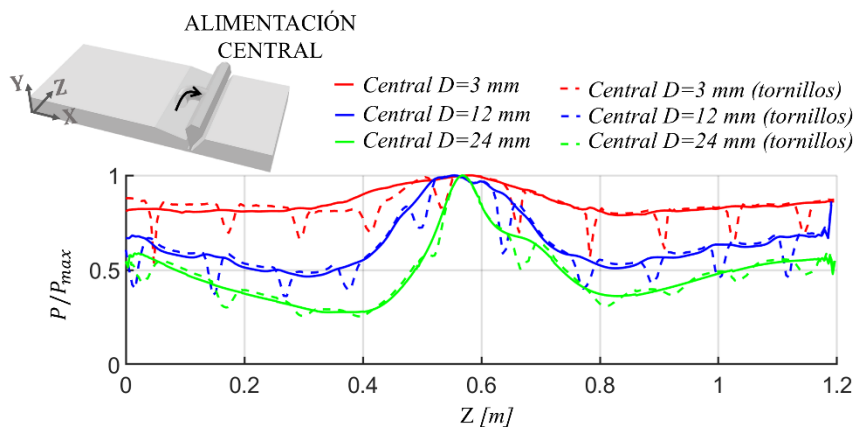


Figura 79. Línea de presión en dirección OZ , correspondiente a la zona de impacto del chorro sobre la banda. Datos correspondientes a una geometría con alimentación central con/sin tornillos y un ancho de soplado de cuchilla $D=3/12/24$ mm.

Los efectos 3D vistos anteriormente en el campo de velocidad afectan también a zona de estancamiento de la banda. Para analizar este efecto, se tomó la presión estática (P) en la línea de impacto del chorro (ver, Capítulo 3 Figura 26) para todas las configuraciones del colector: alimentación lateral con / sin tornillos (Figura 78) y alimentación central con / sin tornillos (Figura 79), teniendo en cuenta los diferentes anchos de soplado de cuchilla (D).

A primera vista, se puede extraer de ambas figuras (Figura 78 y Figura 79) que el funcionamiento de la cuchilla de aire depende críticamente de la posición de la línea de alimentación. La presión estática en el caso de la configuración de alimentación central no es uniforme, mientras que la configuración de alimentación lateral es aproximadamente uniforme en la mayor parte del tramo, excepto cerca de la entrada.

Por otra parte, se puede ver que el caso de ancho de soplado $D=3$ mm ejerce una presión en la línea de impacto más uniforme, mientras que para $D=24$ mm las desigualdades en la presión debidas a la posición de la alimentación se ven acentuadas en ambos casos (alimentación lateral y central).

Además de las diferencias debidas a la alimentación, los datos muestran una clara influencia de la estela de los tornillos sobre la presión de impacto. Este efecto se observa tanto para la configuración con alimentación lateral como central. Considerando un pico producido por los tornillos en cualquier configuración (Figura 78 y Figura 79), el efecto de la presión de impacto se reduce en un 30%.

En la Figura 80, se presentan los contornos de presión en la banda alrededor de la línea de estancamiento. En la configuración de alimentación lateral, se puede ver una presión uniforme en un ancho variable que depende directamente del ancho de soplado, mientras que en la configuración de alimentación central se presenta un pico de presión en $Z=0.6$ m, haciéndose más visible en anchos de soplado de cuchilla grandes.

Aunque existe cierta dependencia de la estela del tornillo respecto a su posición y al tipo de alimentación, la mayoría de los efectos del tornillo son los mismos. En cuanto a la alimentación lateral, están igualmente espaciados. En el caso de la alimentación central, como se puede ver en la Figura 81, se proyectan en diferentes direcciones debido al patrón de flujo irregular que se vio en la Figura 77. Cabe destacar que este efecto se ve incrementado cuando se utiliza un ancho de soplado de cuchilla $D=24$ mm, mientras que para el caso de $D=3$ mm no se aprecia apenas diferencia en la dirección de la estela causada

por los tornillos. Este efecto de los tornillos puede actuar como posible sumidero si el agua llega a acercarse mucho a la zona de impacto.

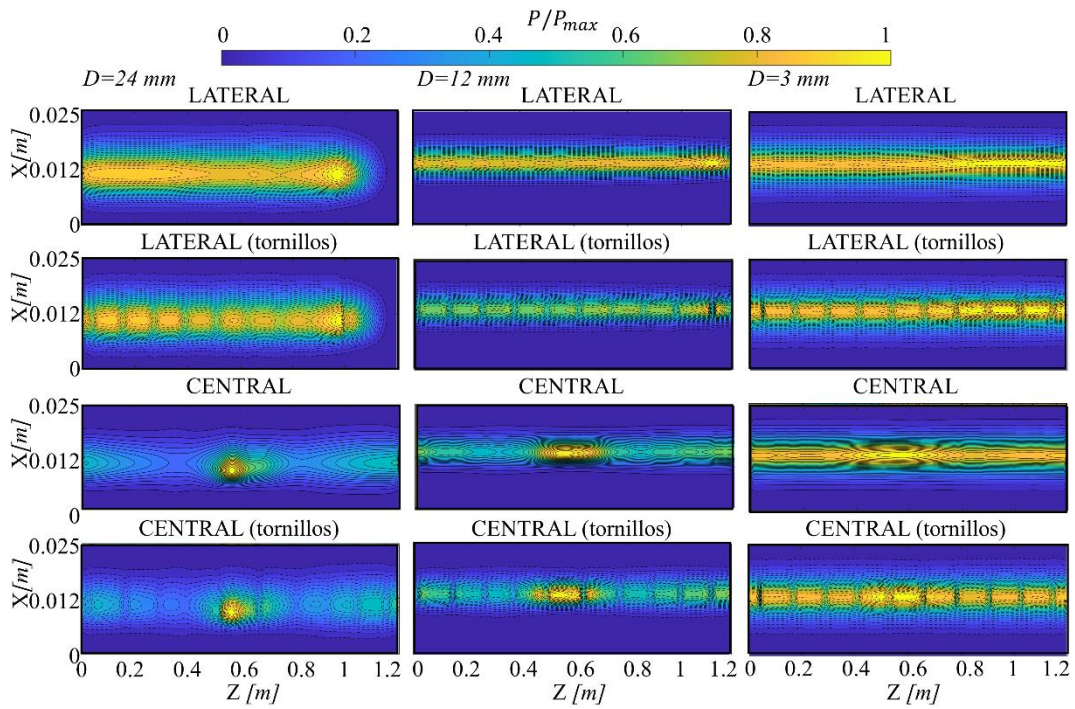


Figura 80. Comparación de contornos de presión sobre la banda en la zona de impacto, según ancho de soplado de cuchilla (D) con geometría con alimentación central/lateral y con/sin tornillos.

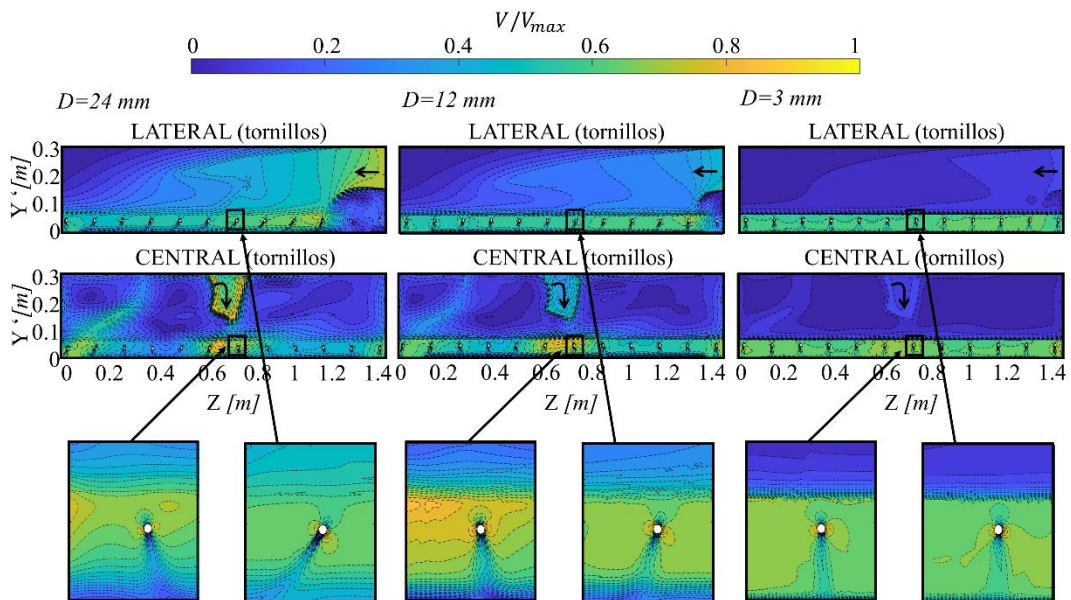


Figura 81. Comparación de contornos de velocidad en un plano $Y'Z$ para un valor de X comprendido en el interior de la cuchilla. Valores comparados según ancho de soplado de cuchilla (D) con geometría con alimentación lateral/central y presencia de tornillos. Influencia de tornillos en ambos casos.

Además, se analiza la influencia de la TKE (*Turbulent Kinetic Energy*) en los casos de alimentación central y lateral, con y sin tornillos para un $D=24$ mm dado que es el caso con diferencias de velocidad más significativas. Como puede verse en la Figura 82, para un caso de alimentación central con tornillos, hay una región claramente marcada de gran TKE en aproximadamente $Z=0.9$ mm. Como se mencionó anteriormente, el acortamiento del codo juega un papel importante en el funcionamiento del caso de alimentación central, y esto puede apreciarse en la Figura 82-A, donde no existe una simetría de los valores de TKE respecto al centro del colector ($Z=0.7$ mm), produciéndose una gran generación de TKE en $Z=0.9$ mm. El chorro generado en la entrada impacta contra el lado opuesto del colector como se muestra en la Figura 82-B. Este se desplaza hacia la coordenada Z positiva con respecto a la ubicación de la entrada debido al fuerte desprendimiento del flujo en la parte externa del codo del colector.

Además, en la Figura 82-C, se traza el TKE en los alrededores de un tornillo. Aquí, es posible ver que los niveles de TKE en la estela son más bajos que el TKE producido en la región de dentro del colector.

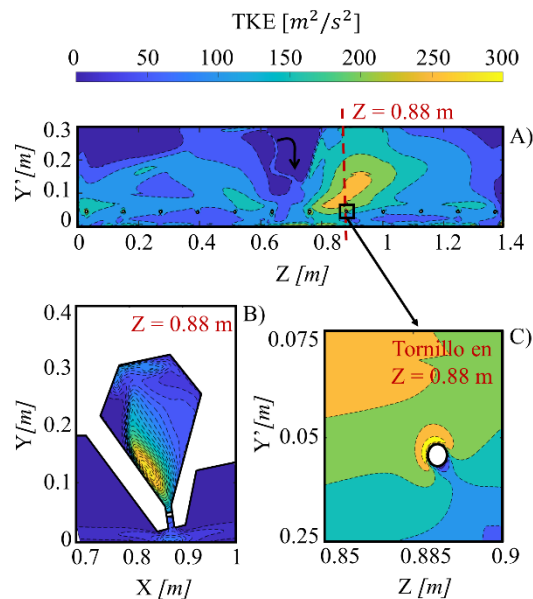


Figura 82. Contornos de TKE para el caso de alimentación central con tornillos.

En la Figura 83, se muestra la influencia del TKE sobre el esfuerzo cortante, donde se representa el TKE a lo largo del eje Y' (ver, Capítulo 2 Figura 9) aguas abajo de la boquilla. En esta figura, se remarcan cuatro hechos: el primero es que, en ambos casos con / sin tornillos, el TKE del chorro se reduce claramente antes de que el aire llegue a la banda. En

segundo lugar, se ve que el TKE generado por los tornillos casi se disipa a lo largo de la trayectoria del flujo de aire. Sin embargo, al comparar entre con / sin tornillos se observa que aparecen ciertas discontinuidades en el esfuerzo cortante debido a la estela de los tornillos. Por otra parte, es importante marcar la sorprendente disipación del TKE generado en el interior del colector y, en último lugar, cabe destacar que se obtienen valores de TKE mucho mayores en los casos con alimentación central respecto a los casos con lateral.

En cuanto al esfuerzo cortante, además de ver las no uniformidades debidas a la estela de los tornillos, no existe una influencia aparente del TKE. Siendo mucho más importante el patrón de velocidad en la salida de la boquilla.

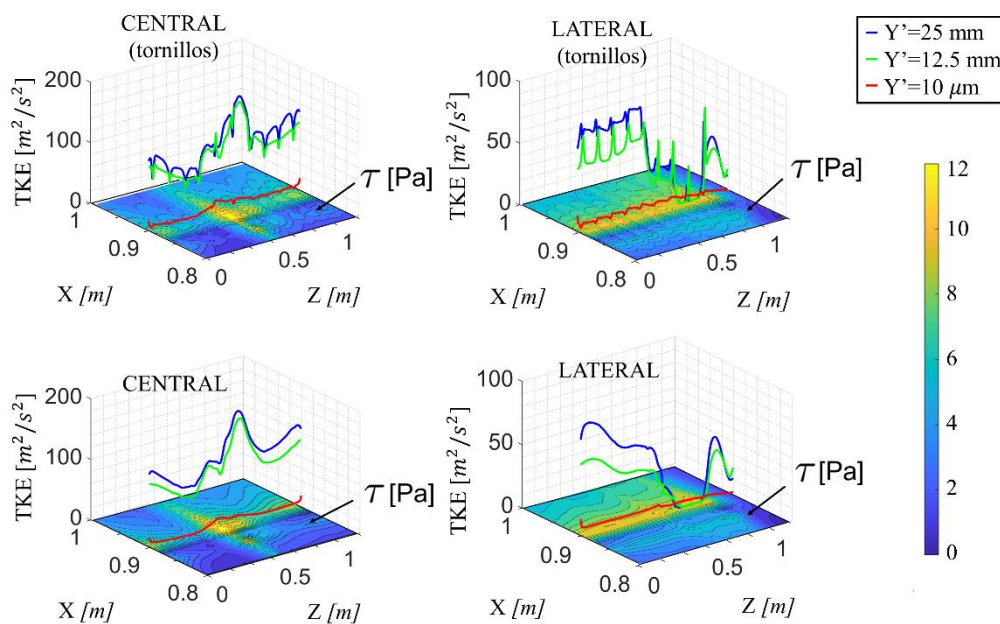


Figura 83. Comparación del TKE y el esfuerzo cortante para diferentes configuraciones del colector: alimentación central/lateral con/sin tornillos, para un ancho de soplado de cuchilla de $D=24$ mm.

En la Figura 84, se muestra la distribución del esfuerzo cortante de la pared en la superficie de la banda. Como era de esperar, la distribución de esfuerzo cortante que crea el chorro de pared depende de cada geometría. Para condiciones de pared sin deslizamiento, FLUENT usa las propiedades del flujo adyacente al límite de la pared para predecir el esfuerzo cortante en la pared.

Como puede verse, hay una diferencia en el contorno de la tensión de corte de la pared a lo largo del eje Z debido a los diferentes tipos de alimentación.

Para un $D=24$ mm, en el caso de la alimentación lateral, se puede concluir que en el intervalo de $Z=1-1.2$ m existe un punto conflictivo donde la limpieza no es tan efectiva como en el resto de la franja. Esto puede hacer que el agua pase a través de la cuchilla de aire en este lado de la banda.

Por otro lado, se vio previamente (Figura 79 y Figura 80) que la alimentación central tiene su punto débil en $Z=0.2-0.4$ m. Teniendo en cuenta los contornos de tensión cortante sobre la banda para un ancho de soplado de cuchilla de aire $D=24$ mm, esta región podría convertirse en un sumidero que crearía un problema al permitir que las manchas de agua pasen a través de la cuchilla de aire.

Para un $D=12$ mm, los fenómenos arriba descritos se ven atenuados, consiguiendo unos contornos de tensión cortante mucho más uniformes independientemente del tipo de alimentación utilizada.

Y, para concluir, utilizando un ancho de soplado de cuchilla de aire $D=3$ mm, se obtendrían contornos de presión prácticamente uniformes. Y, por tanto, cabe destacar que como se ha descrito con anterioridad, los fenómenos se ven incrementados cuanto mayor es el ancho de soplado de cuchilla de aire (D).

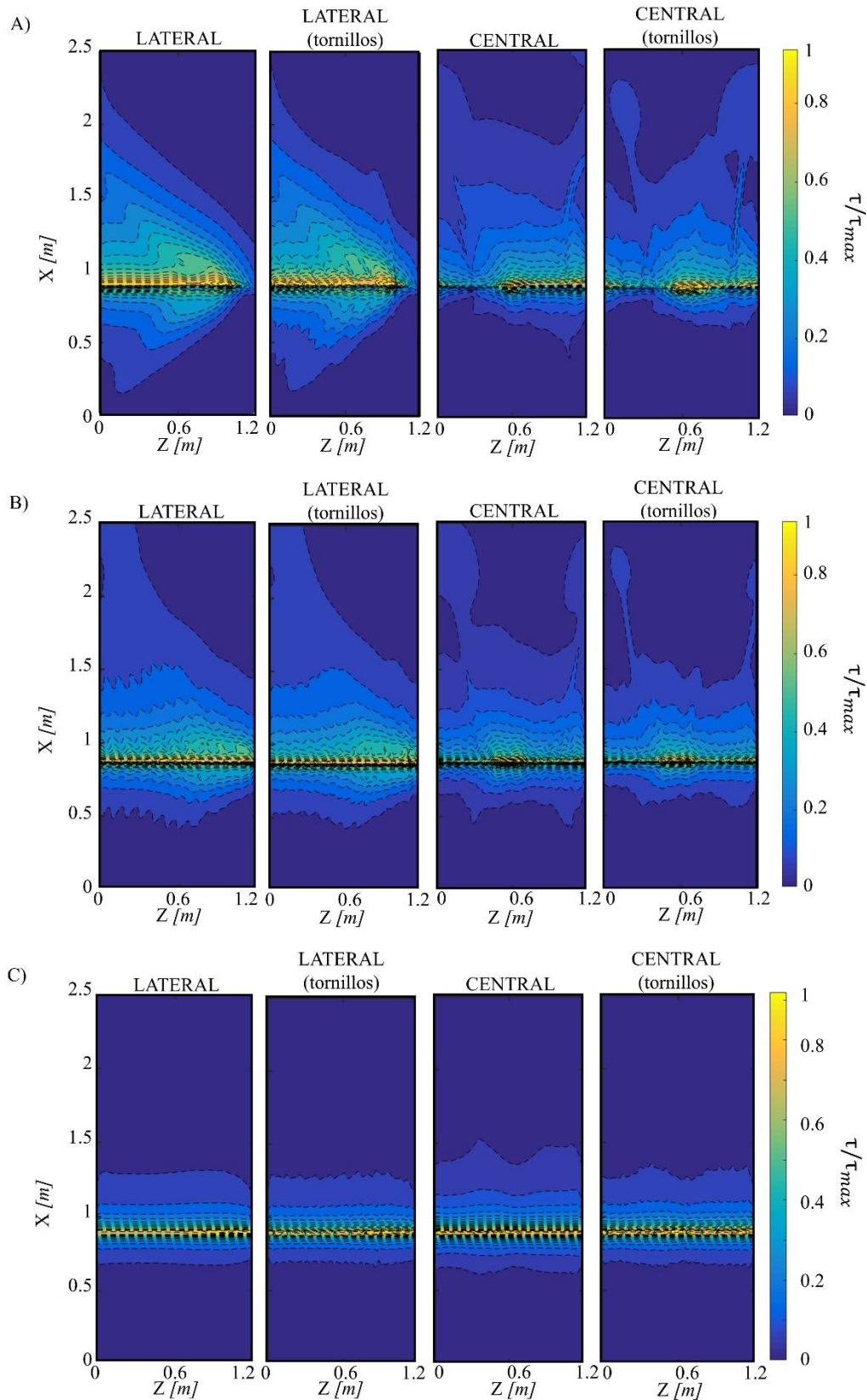


Figura 84. Contornos de tensión cortante de pared sobre la banda para distintas configuraciones de colector: alimentación central/lateral con/sin tornillos, para distintos anchos de soplado de cuchilla: A) $D=24$ mm, B) $D=12$ mm y C) $D=3$ mm.

5.2. Modelo multifásico VOF para el estudio de la interacción aire-agua

Con el objetivo de estudiar la interacción aire-agua provocada por el chorro ejercido por una cuchilla de aire ($D=12$ mm, ver Capítulo 2 Figura 9) impactando contra una fina película de agua, de $100 \mu\text{m}$, situada sobre una banda de acero en movimiento ($U_{stip}=10$ m/s), se han obtenido distintos monitores de caudal de salida y valores del *VOF* para cada velocidad de soplado (U_o) de 25, 50, 80, 100, 120, 140 y 200 m/s.

En la Figura 85, se muestra el espesor de agua, aguas abajo de la cuchilla, para cada velocidad de soplado. Como se puede observar, con una velocidad de soplado de 25 m/s la cuchilla es capaz de barrer un 9.3% de la capa inicial de agua. Este porcentaje se incrementa hasta un 15.4% con una velocidad de soplado de 80 m/s y hasta un 21.2% con una velocidad de 120 m/s.

A partir de aquí, se puede observar un cambio de tendencia en la curva, necesitándose un chorro con una velocidad mucho mayor para eliminar las micras de agua restantes.

Con las simulaciones realizadas para este trabajo se consigue barrer aproximadamente un 85% de la capa inicial de agua, obteniendo un espesor de $15.66 \mu\text{m}$ de agua con una velocidad de chorro de 200 m/s. Probablemente para eliminar el agua por completo habrá que irse a velocidades del chorro por encima de la velocidad del sonido con condiciones de flujo compresible.

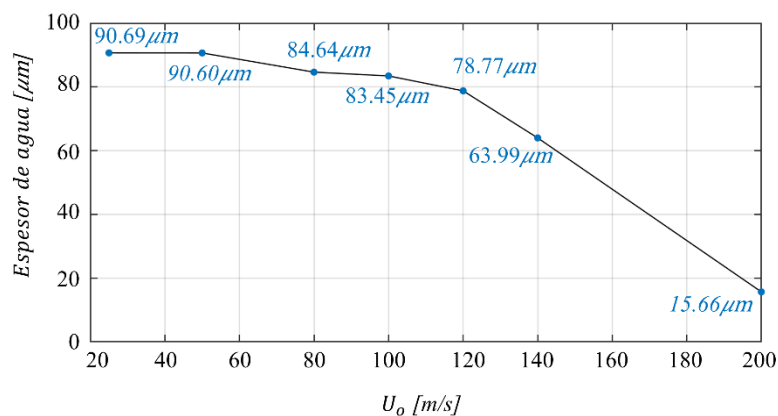


Figura 85. Espesor de agua [μm] a la salida, aguas abajo de la cuchilla, según la velocidad de chorro (U_o) de la cuchilla de aire. Valores promediados en 0.08s.

Dado que se obtienen casos en los que la cuchilla de aire es capaz de eliminar gran parte de la capa inicial de agua, y otros casos en los que no, se estudiará cada uno de ellos de manera independiente.

En primer lugar, se obtienen los valores de *VOF* en un plano para $Z=50$ mm, o lo que es lo mismo, en el centro del dominio en dirección *OZ*, para cada caso. Como se ve en la Figura 86, para una velocidad de soplado de 25 m/s, la capa de agua (en azul) se ve levemente perturbada, generando un pequeño resalto justo aguas arriba del chorro, debido al impacto del propio chorro contra el agua. Este resalto se verá incrementado a medida que se incrementa la velocidad de soplado, como se puede ver en la Figura 87, que muestra el resalto resultante para una velocidad de soplado de 140 m/s.

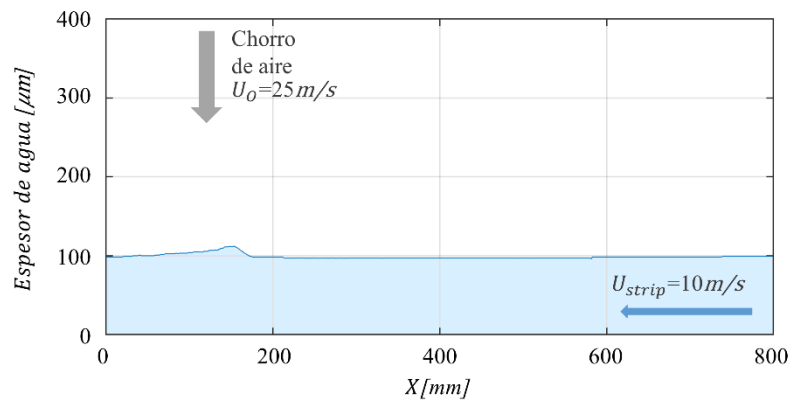


Figura 86. Espesor de agua resultante al impacto de una cuchilla de aire en un plano a $Z=50$ mm. Velocidad de soplado $U_0=25$ m/s. Valor promediado en 0.08s.

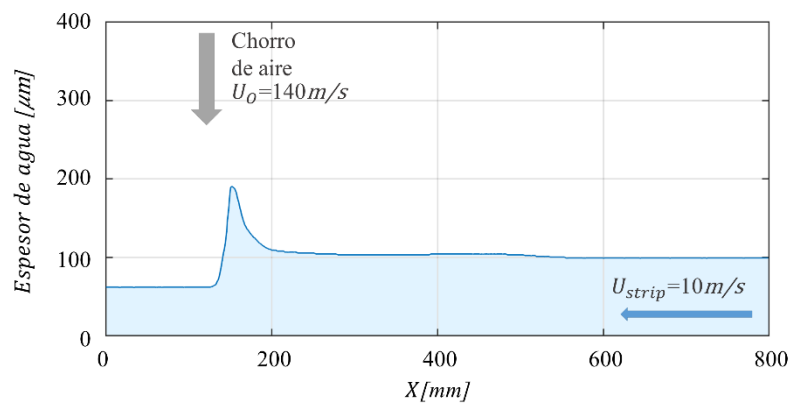


Figura 87. Espesor de agua resultante al impacto de una cuchilla de aire en un plano a $Z=50$ mm. Velocidad de soplado $U_0=140$ m/s. Valor promediado en 0.08s.

Sin embargo, para una velocidad de soplado (U_o) de 200 m/s el comportamiento de la capa de agua cambia drásticamente. En la Figura 88 se muestra una interacción mucho más acusada y violenta, en la que el chorro tiene influencia sobre la capa de agua tanto aguas arriba como aguas abajo del mismo. Además, en esta figura es evidente la gran disminución de la capa de agua inicial de 100 μm , quedando reducida a unas 15 μm .

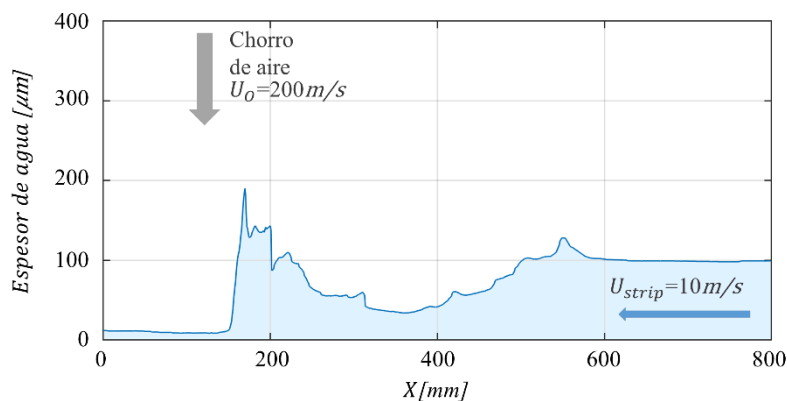


Figura 88. Espesor de agua resultante al impacto de una cuchilla de aire en un plano a $Z=50$ mm. Velocidad de soplado $U_o=200$ m/s. Valor promediado en 0.08s.

Un punto para tener en cuenta, es que en este tipo de estructuras desordenadas el agua acumulada aguas arriba del chorro puede pasar a través de la cuchilla provocando momentos de mayor paso de agua. Este tipo de interacción es indeseable porque, en determinados momentos, espesores más gruesos pueden atacar la zona de interacción, provocando un paso de agua mayor.

Se podría decir que a pesar de haberse obtenido resultados interesantes ha quedado patente que se necesitan más simulaciones para obtener resultados concluyentes. No obstante, el tiempo requerido para simular genera dudas acerca de su viabilidad.

Para terminar, se examina la influencia de un tornillo sobre los resultados de espesores obtenidos. Como se puede comprobar en la Figura 89, para una velocidad de 200 m/s, la colocación de un tornillo genera que se elimine un 25% menos de agua que el mismo caso sin tornillo. Además, en la Figura 89 se aprecian unas pequeñas inestabilidades que pueden estar relacionadas con la turbulencia generada por el tornillo, pero, debido al coste computacional, no se han conseguido suficientes valores para poder estudiar el fenómeno en la frecuencia del tiempo.

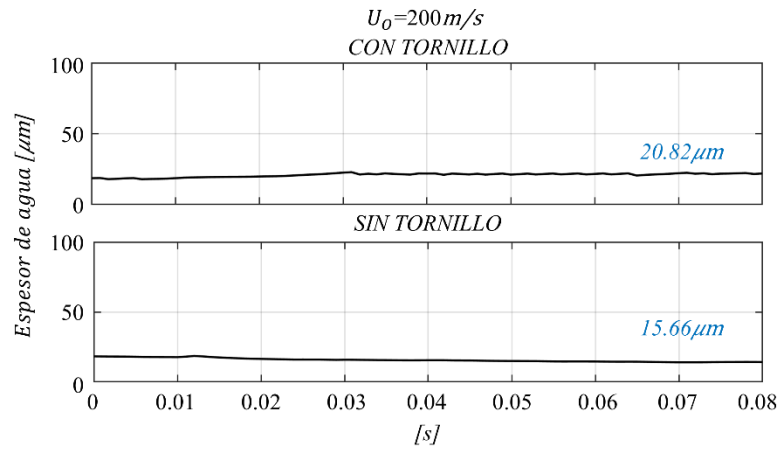


Figura 89. Espesor de agua respecto al tiempo para 0.08 s de simulación que corresponden con una vuelta completa de la banda al dominio. Velocidad de soplado $U_0=200$ m/s. Comparación de espesor de agua resultante del modelo con/sin tornillo.

Cabe destacar entonces, acorde con los resultados obtenidos, que la presencia de estos tornillos, utilizados para asegurar la estabilidad dimensional de la cuchilla, sí tiene una influencia directa sobre la eliminación final de agua.

Capítulo 6

Resultados experimentales

6.1. Sistema de secado por cuchilla de aire

En primer lugar, se realizan los ensayos experimentales para la caracterización de un sistema de secado tradicional compuesto por una cuchilla de aire.

Como se puede ver en la Figura 90, donde se muestran los valores de caudal respecto a la presión en el colector, o lo que es lo mismo en este caso, dentro de la cuchilla de aire, los valores de caudal varían desde 20 Nm³/h hasta 53 Nm³/h para unas presiones en la cuchilla de aire de entre 2 y 9.8 kPa.

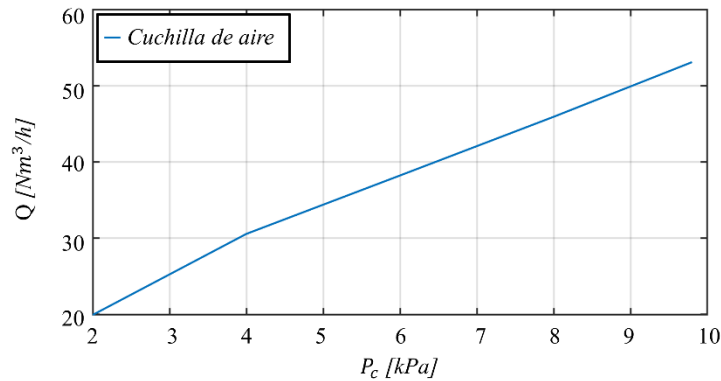


Figura 90. Caudales de funcionamiento de la cuchilla de aire según la presión en el colector (P_c).

Si tenemos en cuenta una presión en el colector de 2 kPa y un caudal de aire, por tanto, de $20 \text{ Nm}^3/\text{h}$, la velocidad de soplado (U_o) sería de 17.36 m/s ya que la superficie de salida es de $3.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, como se puede ver en los planos anexos de la cuchilla (ANEXO II).

El número de Reynolds, definido con anterioridad en la ecuación (3.2.1) será para este caso de 2394, considerando una densidad del aire de 1.2 kg/m^3 y una viscosidad dinámica de $1.74 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Además, el sistema de soplado por cuchilla de aire funcionará en este caso bajo condiciones de flujo subsónico ya que el número de Mach, definido con anterioridad en la ecuación (3.2.2), será de 0.05.

Por otra parte, si se tiene en cuenta una presión de 9.8 kPa en el colector, y un caudal de aire de $53 \text{ Nm}^3/\text{h}$, la velocidad de soplado (U_o) en este caso sería de 46 m/s, obteniendo un número de Reynolds de 6345. El número de Mach entonces sería de 0.13, verificando también las condiciones subsónicas del flujo.

6.1.1. Obtención de la huella de presión del chorro de impacto

Con el objetivo de reducir el número de ensayos, se decide utilizar únicamente una presión en el colector de $P_c=2\text{kPa}$. Las huellas de presión que ejerce el impacto del chorro contra la superficie sólida, para diferentes H/D (ver Figura 9), se pueden ver en la Figura 91.

Como era de esperar, a medida que se aumenta la distancia de soplado la huella de presiones se ensancha en dirección OX y sus valores de presión se reducen. Además, se puede apreciar que la huella de presión no es completamente uniforme, llegando a variar un 34%

entre los extremos y el punto central para $H/D=25$. Esto se debe tanto a una influencia en su tipo de alimentación (bilateral), como a su propia geometría. Cabe destacar que la geometría de la cuchilla sigue un diseño industrial, en el que la cuchilla de aire tiene una geometría hueca en su interior. Esto puede ser una de las principales causas de la no homogeneidad de la huella obtenida. Para solventar este problema, autores de la bibliografía [30] instalan en el interior de la cuchilla de aire un *honeycomb* con el objetivo de homogeneizar el campo de velocidades y, asimismo, reducir la turbulencia en el chorro.

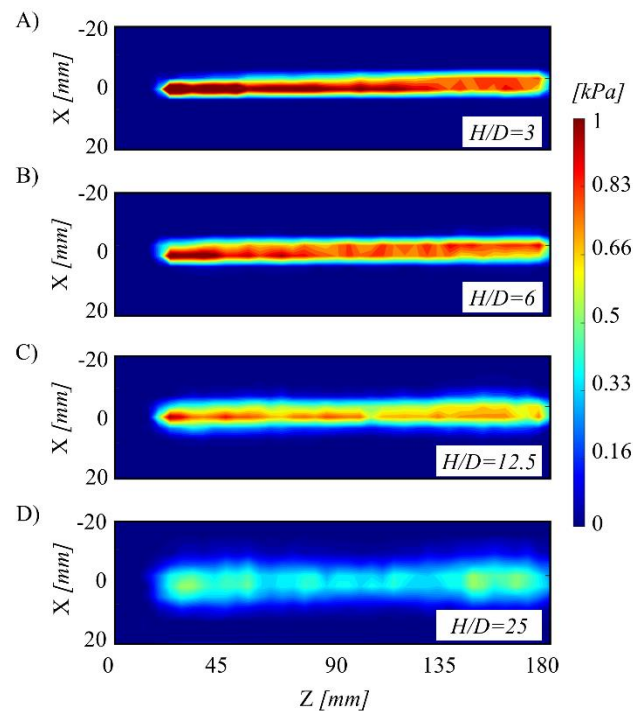


Figura 91. Huellas de presión de una cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm, para una presión en la cuchilla $P_c=2$ kPa y diferentes alturas de soplado: A) $H/D=3$, B) $H/D=6$, C) $H/D=12.5$ y D) $H/D=25$.

A la vista de estas figuras, quedan patentes los problemas que presentan este tipo de dispositivos industriales, también explicados en el Capítulo 5: *Resultados numéricos*. Estas deficiencias en su funcionamiento obligan a sobredimensionar los equipos.

Además, los valores de posicionamiento se mostrarán de manera adimensional, como se explicó con anterioridad en el Capítulo 4: *Metodología experimental*, teniendo en cuenta la variable b descrita en la Figura 60 para cada caso de estudio (Tabla 6).

Tabla 6. Valores de la variable 'b' descrita en la Figura 60 para cada caso de estudio de la cuchilla de aire. Valores tomados en $Z=80$ mm, es decir, en el plano medio de la cuchilla de aire.

	b [mm]
H/D=3 y $P_c=2$ kPa	2.24
H/D=6 y $P_c=2$ kPa	2.61
H/D=12.5 y $P_c=2$ kPa	3.73
H/D=25 y $P_c=2$ kPa	5.69

En la Figura 92 se muestra de forma adimensional la presión obtenida para $Z=90$ mm en función de X/b . Como se puede observar, existe semejanza para diferentes H/D ya que todas las huellas colapsan en una misma curva. Además, se comprueba que los valores experimentales obtenidos están en línea con los datos de otros autores [30], aunque a Reynolds más bajos. Como era de esperar, la normalización de la presión de impacto elimina los efectos del Reynolds. La independencia del número de Reynolds se contrasta de forma más detallada, con más chorros de diferente Re en la bibliografía [30].

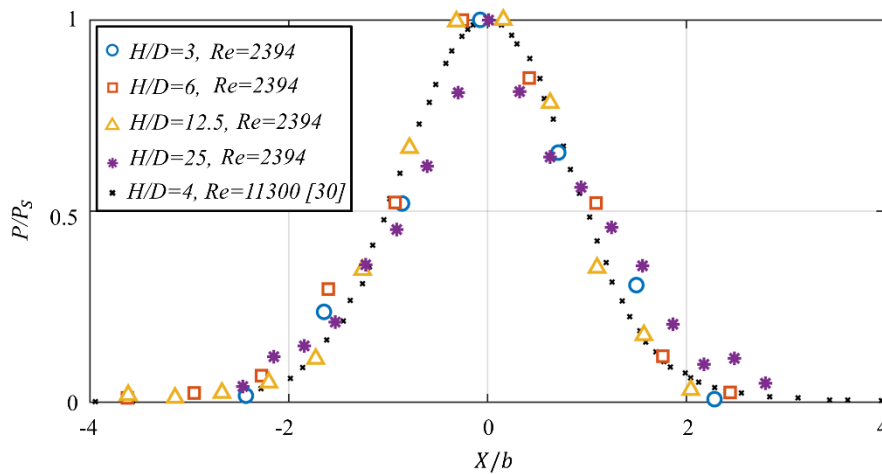


Figura 92. Dependencia de la presión de soplado respecto a diferentes H/D para $Re=2394$. Comparación de resultados obtenidos con datos experimentales de la bibliografía (puntos de color negro para $H/D=4$ y $Re=11300$ [30]).

Por otra parte, se aprecia cierta dispersión debida principalmente al cálculo de la variable b , descrita en la Figura 60.

La variación de $2b/D$ para los test experimentales con cuchilla de aire llevados a cabo en este trabajo se han comparado con los datos obtenidos por autores de la bibliografía [30] para diferentes condiciones de funcionamiento, y se muestran en la Figura 93. Como se

puede ver, para $H/D < 5$ los valores de $2d/D$ se mantienen de manera constante, ya que el núcleo del chorro incide directamente sobre la superficie, y a medida que el valor de H/D crece, los valores se incrementan con un ratio b/H muy cercano a 0.12 y 0.13, que está generalmente de acuerdo con el observado en las referencias [17][62]. Análogamente, se puede comprobar que existe semejanza e independencia del Re a través de comparar únicamente el tamaño de la huella. Cabe destacar también, como se ha hecho anteriormente, que existe cierta dispersión en los resultados debida al cálculo de b .

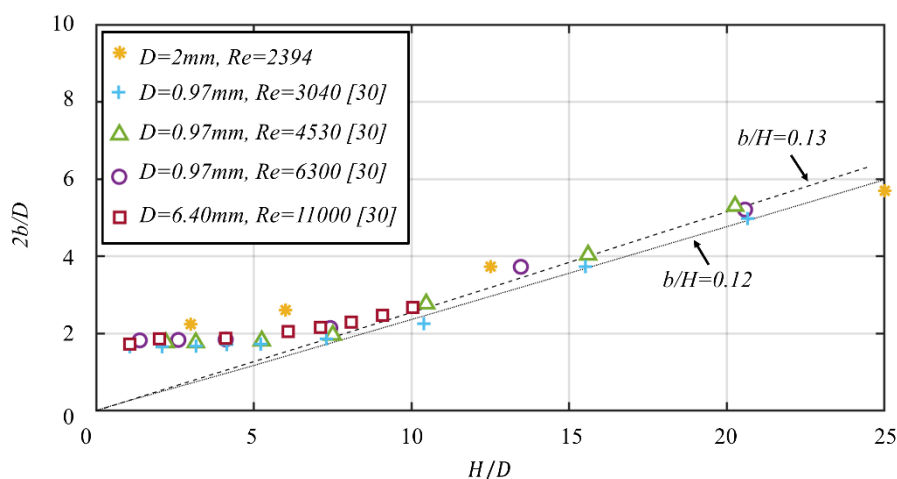


Figura 93. Variación de $2b/D$ para diferentes condiciones de funcionamiento de una cuchilla de aire. Los datos obtenidos con el experimental de este trabajo ($D=2\text{ mm}$ y un $Re=2394$) se comparan con datos obtenidos de manera experimental por autores de la bibliografía [30] ($D=0.97\text{ mm}$ con un $Re=3040/4530/6300$, y $D=6.4\text{ mm}$ con un $Re=11000$).

6.1.2. Obtención de la tensión cortante en la pared

Se han obtenido los resultados experimentales de tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2\text{ mm}$, soplando a diferentes alturas. Los resultados obtenidos para diferentes H/D se muestran de manera adimensional en la Figura 94. Como se explicó anteriormente en la Figura 92, los valores de presión para diferentes H/D no cambian significativamente, pero, sin embargo, si cambian para valores de la tensión cortante. Los resultados alcanzados están en la línea de los obtenidos anteriormente por otros autores de la bibliografía [17][30][62].

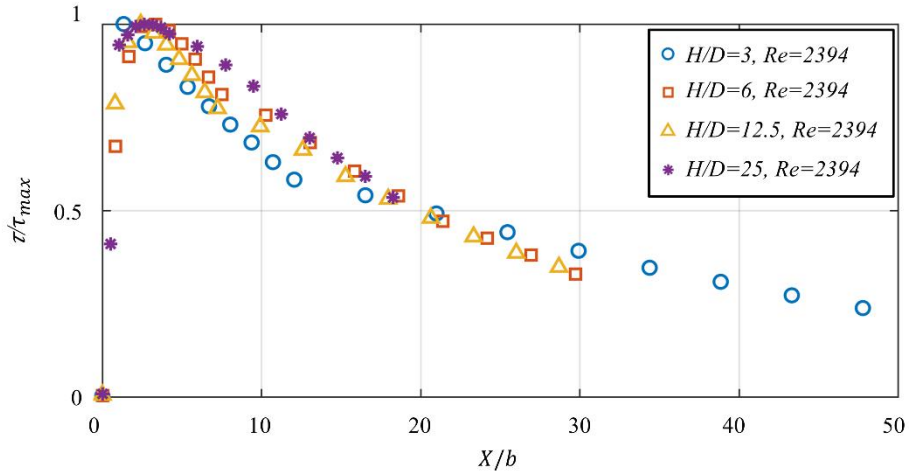


Figura 94. Dependencia del valor de tensión cortante para diferentes configuraciones de funcionamiento de una cuchilla de aire con un ancho de ranura $D=2$ mm y un $Re=2394$ para diferentes H/D de 3, 6, 12.5 y 25.

En la Figura 95 se muestran, de forma adimensional, los valores máximos de la tensión cortante para cada H/D . Además, se comparan los valores obtenidos para un $Re=2394$, con resultados de la bibliografía para valores de Reynolds más altos [30]. Se aprecia cierta dependencia en los resultados de la bibliografía para Reynolds más altos, aumentando el valor de la tensión cortante máxima adimensional cuando se obtienen valores de Reynolds más bajos. Los resultados de este trabajo van en esa misma línea.

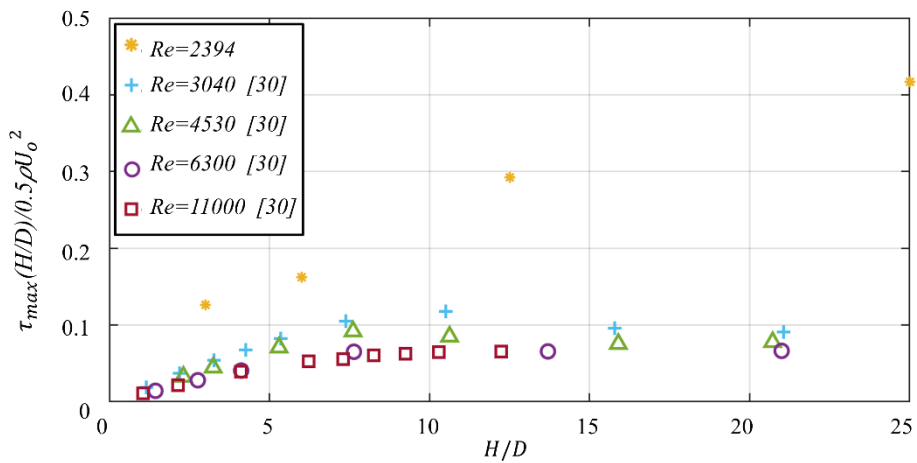


Figura 95. Dependencia del valor máximo de tensión cortante respecto al número de Reynolds y la distancia de soplado (datos obtenidos con los ensayos experimentales: $Re=2394$) se comparan con datos obtenidos de manera experimental por autores de la bibliografía [30] ($Re=3040/4530/6300/11000$).

En las siguientes figuras (Figura 96, Figura 97, Figura 98 y Figura 99), se muestran los resultados adimensionales de presión y tensión cortante obtenidos para una cuchilla de

ancho de ranura (D) de 2 mm, funcionando a una presión en el colector (P_c) de 2 kPa que corresponden con un H/D de 3, 6, 12.5 Y 25 respectivamente.

Como se puede ver, para el caso de $H/D=3$ (Figura 96), en el gráfico que muestra la tensión cortante en dirección OX para $Z/b=40$, el punto de mayor tensión cortante se sitúa mucho más cerca del punto máximo de presión.

Además, el gráfico que relaciona tensión cortante en la dirección OZ para $X/b=33.5$ muestra una evolución de la tensión cortante desde un lateral de la cuchilla, en el que se ve como asciende, hasta el punto medio en $Z/b=40$.

Sin embargo, algo para tener en cuenta son las zonas de borde, donde la tensión cortante disminuye considerablemente. Estas zonas pueden provocar el paso de agua, por lo que se aconseja que el sistema de soplado abarque más ancho que el ancho de la propia banda de acero. Todos los casos siguen el mismo patrón en cuanto a efecto de borde, y como conclusión, se puede afirmar que un 36% de la huella de la cuchilla en dirección OZ tiene efecto de borde, 18% a cada lado, con un déficit de tensión cortante del 68%.

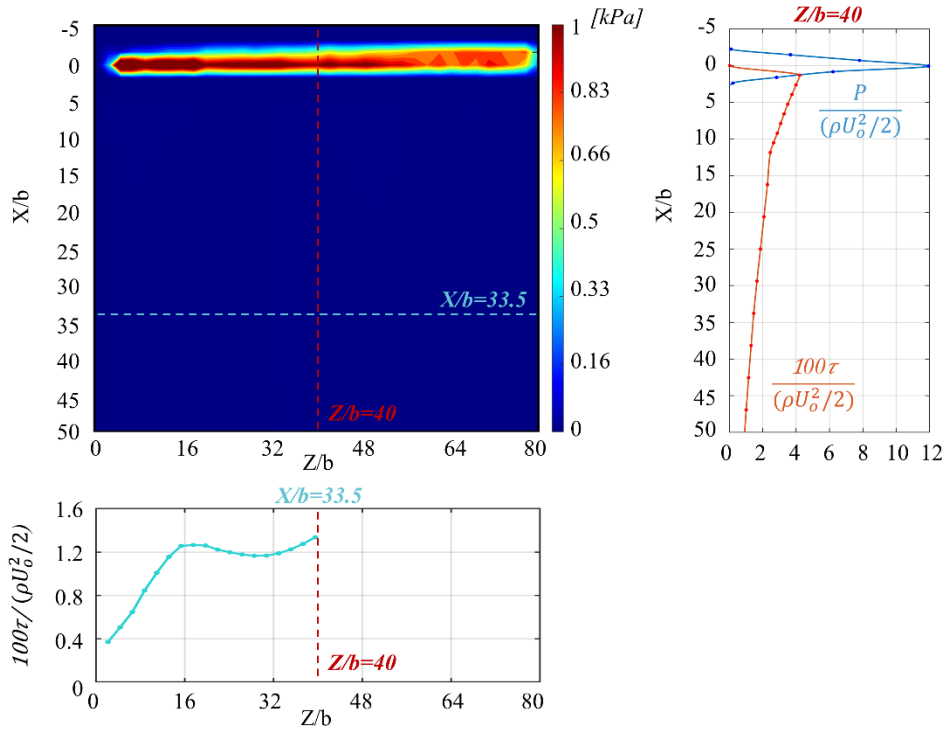


Figura 96. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=3$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=40$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=33.5$.

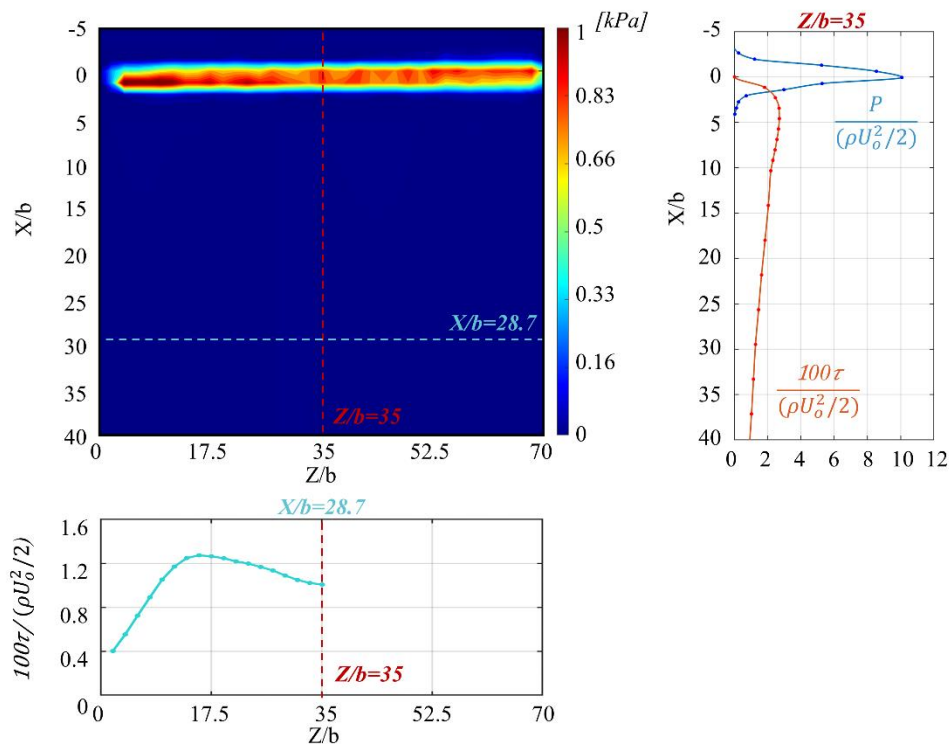


Figura 97. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=6$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=35$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=28.7$.

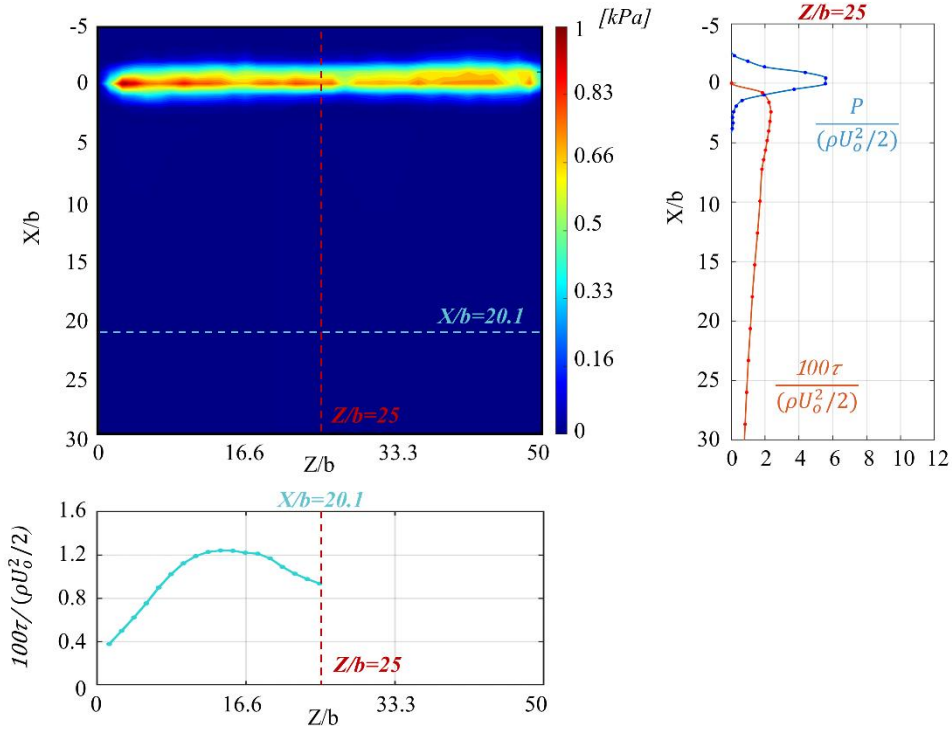


Figura 98. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=12.5$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=25$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=20.1$.

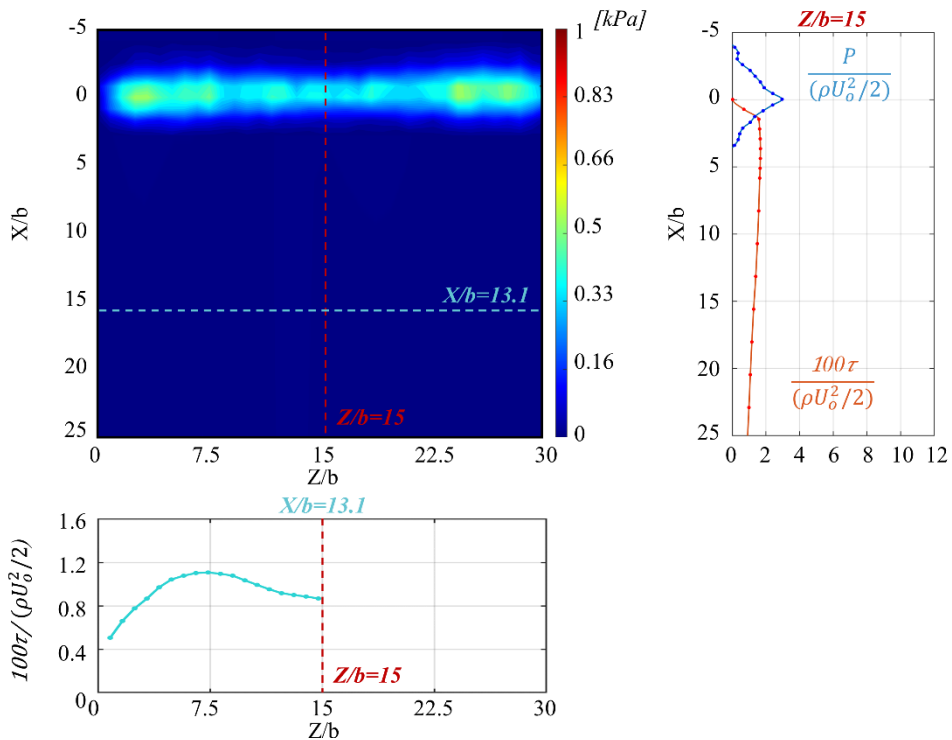


Figura 99. Presión y tensión cortante en la pared para una cuchilla de aire para $H/D=25$, presión en el colector $P_c=2$ kPa. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=15$ (centro de la cuchilla). Barrido de tensión cortante desde lateral a centro de la cuchilla en dirección OZ para $X/b=13.1$.

6.2. Sistema de secado por colector con boquillas planas

Por otra parte, se realizan ensayos experimentales para la caracterización de un sistema de secado compuesto por un colector con boquillas de aire planas.

Las boquillas utilizadas, de la serie 600.283.42 de Lechler [60], tienen un patrón de huella elipsoidal según datos del fabricante y, por tanto, son indicadas para barrer distancias más anchas que, por ejemplo, una boquilla redonda.

En la Figura 100, se muestran los caudales de funcionamiento de 1, 2 o 3 boquillas funcionando simultáneamente según la presión en el colector. Además, los datos experimentales obtenidos para 1 boquilla (en rojo) se comparan con los datos suministrados por el fabricante (en azul) (ver Figura 54, Capítulo 4). Como se puede apreciar, las curvas correspondientes a 1 boquilla siguen la misma tendencia, pero existe una diferencia de un 33% en sus valores de caudal normalizado. Cabe destacar que, para el caso de 2 boquillas (curva amarilla) y 3 boquillas (curva púrpura), el caudal es aproximadamente el doble y el triple respectivamente que el utilizado para 1 sola boquilla, por lo que se concluye afirmando que en estos puntos de caudal las boquillas funcionan de manera independiente en el colector.

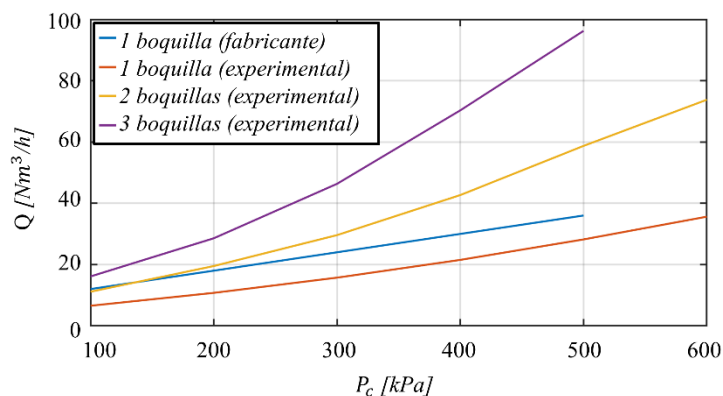


Figura 100. Caudales de funcionamiento de 1, 2 o 3 boquillas simultáneas según la presión en el colector (P_c). Comparación de datos experimentales con datos suministrados por el fabricante para una boquilla plana de la serie 600.283.42 de Lechler [60].

Ya que, en apartados posteriores se va a emplear un colector con dos boquillas a $20 \text{ Nm}^3/\text{h}$ para comparar con la cuchilla de aire, se han realizado los ensayos de caracterización a una presión del colector $P_c = 2 \text{ bar}$ (200 kPa).

Si tenemos en cuenta estos valores, la velocidad de soplado (U_o) para cada boquilla, sería de 306.9 m/s ya que la superficie de salida¹ es de aproximadamente $9.05 \times 10^{-6} \text{m}^2$.

El número de Reynolds, definido con anterioridad en la ecuación (3.2.1) será para este caso de 21165, considerando una densidad del aire de 1.2 kg/m^3 y una viscosidad dinámica de $1.74 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. Este valor es aproximadamente 10 veces mayor al de la cuchilla de aire.

Además, la boquilla funcionará en este caso bajo condiciones de flujo transónico ya que el número de Mach, definido con anterioridad en la ecuación (3.2.2), será de 0.89.

En primer lugar, se realiza un estudio de presión y tensión cortante para una única boquilla plana a una altura de soplado $H=50 \text{ mm}$. En este caso, para presentar de forma adimensional los datos se utiliza una b de 6.98 mm, calculada acorde con lo explicado en el apartado 4.5: *Adimensionalización de las medidas* (Figura 60). Aunque, cabe destacar, que la obtención de la variable b para una boquilla plana no es una tarea sencilla ya que como se podrá observar más adelante, existe una falta de simetría entre distintas boquillas.

Como se puede ver en la Figura 101, la distribución de presiones y tensión cortante en una línea central $Z/b=4$ tiene la misma distribución que las obtenidas para las cuchillas de aire. Además, en el gráfico que muestra un barrido de la tensión cortante desde un lateral al otro de la boquilla en dirección OZ para $X/b=10.7$, se puede observar la distribución de la tensión cortante que barrerá el agua. Este gráfico nos muestra que la boquilla tiene su punto de mayor tensión cortante en el centro de esta, atenuándose a ambos lados.

Sin embargo, se puede apreciar que el efecto de la tensión cortante del chorro se abre hacia los lados de la boquilla, ocupando más que el ancho de banda que cubre la boquilla, ya que la distribución de tensión cortante es mayor que la huella de impacto del chorro.

Además, aunque la geometría de la boquilla no es simétrica en el eje X (ver Figura 54, Capítulo 4), la huella se puede asumir que si lo es.

¹ La superficie de salida de 1 boquilla se compone de 16 semicírculos aproximados de diámetro 1.2mm. Por tanto, 8 agujeros completos: $8\pi \left(\frac{1.2 \times 10^{-3}}{2}\right)^2 = 9.05 \times 10^{-6} \text{m}^2$

Por último, cabe destacar que los valores máximos de presión obtenidos con una boquilla plana son 9 veces mayores que los que se obtenían con la cuchilla de aire.

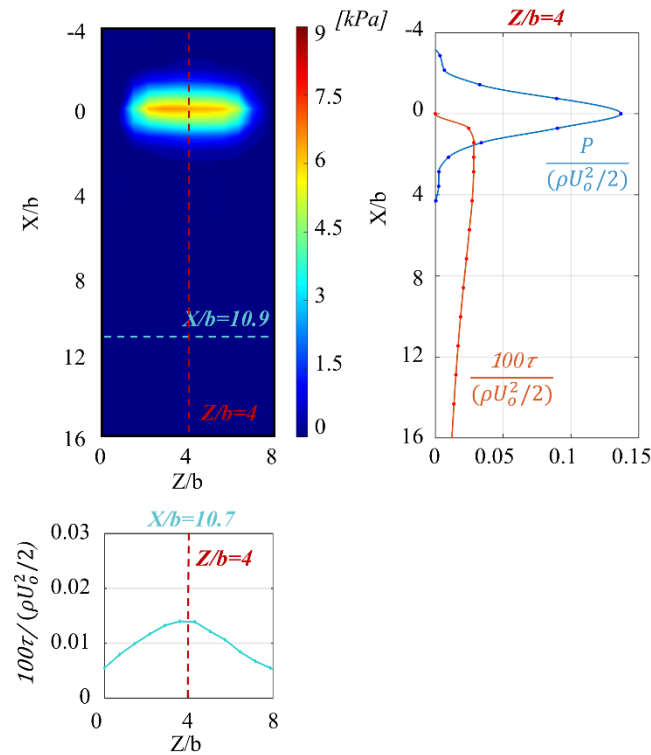


Figura 101. Huella de presión y tensión cortante en la pared de una boquilla de aire plana de la serie 600.283.42 de Lechler, para una altura de soplado $H=50$ mm y una presión en el colector $P_c=2$ bar. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=4$ (centro de la boquilla). Barrido de tensión cortante desde un lateral al otro de la boquilla en dirección OZ para $X/b=10.7$.

6.3. Análisis de la interacción entre boquillas

6.3.1. Obtención de huellas de presión del chorro de impacto para colector con 2 boquillas planas

En este apartado se va a estudiar la interacción de 2 boquillas funcionando a $P_c=2$ bar y se mostrarán los resultados de diferentes configuraciones. No obstante, en el ANEXO I pueden encontrarse más resultados.

El objetivo fundamental de este apartado es mostrar la interacción entre 2 boquillas planas y su efecto sobre la tensión cortante (τ)

En la Figura 102, donde se muestra la huella de presión para diferentes presiones en el colector (P_c) de 1, 2 y 3 bar, para un caso concreto de altura de soplado $H=50$ mm y una separación entre boquillas $L=25$ mm, puede verse una clara evolución de la huella en cuanto a los valores de presión obtenidos.

Cabe destacar, pudiendo verse en todos los casos mostrados, que las huellas correspondientes a cada boquilla no son simétricas. Esto se debe a la propia geometría y diseño de la boquilla, que asegura su holgura por medio de tornillos. Debido a que la boquilla es de aluminio, es fácil deshacer la rosca y, mediante su uso, los tornillos se aflojan, no apretando de igual forma en toda la sección de salida del aire.

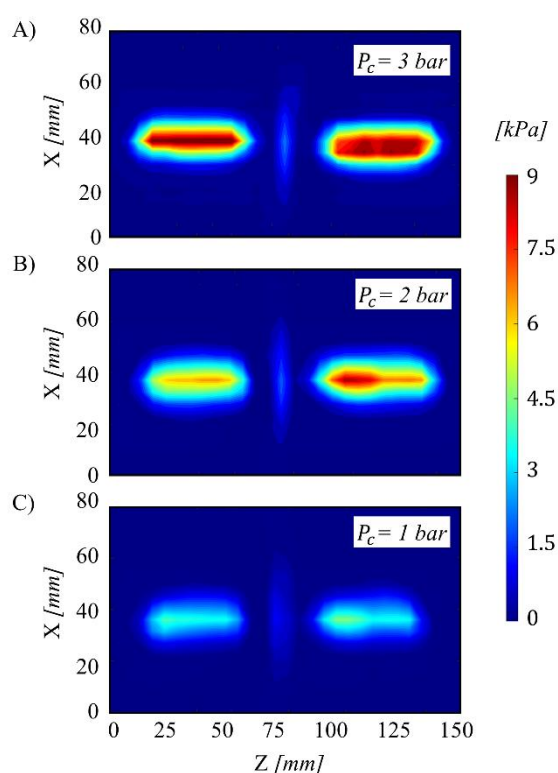


Figura 102. Huellas de presión de sistema de secado compuesto por colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler, para una altura de soplado $H=50$ mm y separación entre boquillas $L=25$ mm. Diferentes presiones en el colector: A) $P_c=3$ bar, B) $P_c=2$ bar y C) $P_c=1$ bar.

Como es evidente, cuánta más presión en el colector, mayores valores de presión en la huella y mayor ancho de huella en la dirección OX .

Existe otro efecto notable que es consecuencia directa de la interacción. Una vez que el chorro impacta sobre la banda, la dirección natural de propagación es longitudinal en dirección OX . No obstante, parte del flujo de los extremos es reflejado en dirección OZ , generando una zona de estancamiento en la zona intermedia donde los dos chorros de pared

en dirección OZ chocan. A esta zona la llamamos zona de interacción. En la Figura 102 se aprecia que la zona de interacción se hace más visible a mayores presiones en el colector ya que las velocidades son mayores.

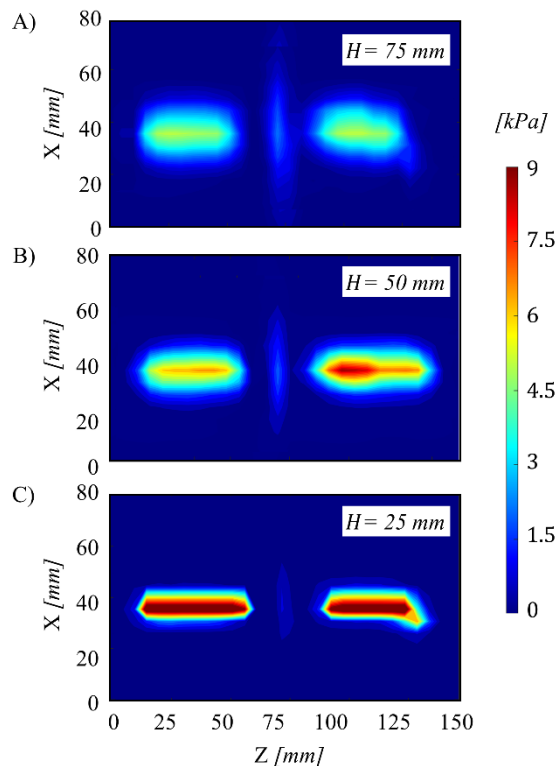


Figura 103. Huellas de presión de sistema de secado compuesto por colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler, para una presión en el colector $P_c=2$ bar y separación entre boquillas $L=25$ mm. Diferente altura de soplado: A) $H=75$ mm, B) $H=50$ mm y C) $H=25$ mm.

Si se evalúa la evolución de la huella según la distancia de soplado ($H=25/50/75$ mm), fijando en este caso una presión en el colector $P_c=2$ bar y una separación entre boquillas $L=25$ mm (Figura 103), se puede ver que, a mayor distancia de soplado, mayor superficie de huella, pero valores más bajos de presión. En este caso se puede apreciar que la interacción de ambas boquillas es mayor cuánto más separadas estén de la superficie de impacto, en este caso para $H=75$ mm ya que, a mayor altura, los chorros de cada boquilla tienen más espacio para abrirse antes de impactar contra la banda.

Esta huella secundaria, debida a la interacción de boquillas, depende también de la separación entre estas, como se puede ver en la Figura 104, donde se muestra su evolución teniendo en cuenta la distancia entre boquillas ($L=0/25/50$ mm), para un caso de presión en el colector $P_c=2$ bar y distancia de soplado $H=50$ mm.

Se puede concluir asegurando que, cuanto mayor es la separación entre boquillas, la huella resultante de la interacción entre ellas está más aislada, atenuándose hasta llegar a desaparecer.

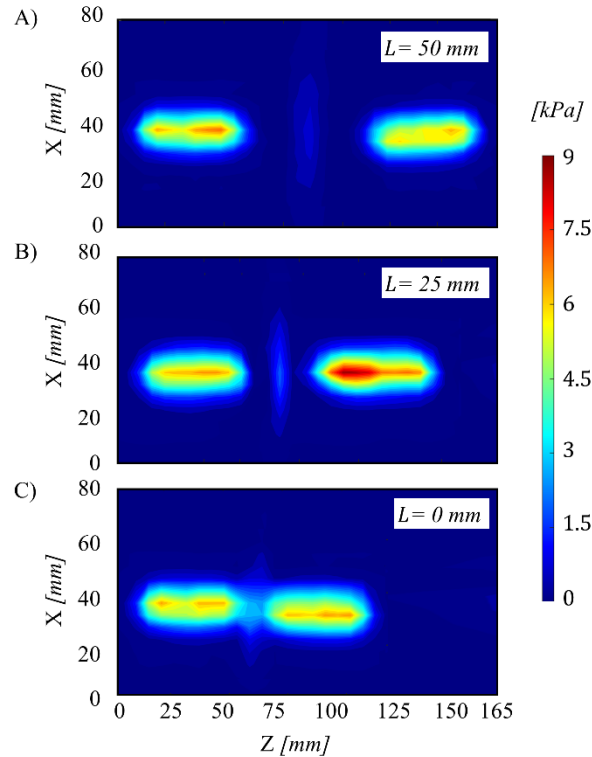


Figura 104. Huellas de presión de sistema de secado compuesto por colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler, para una presión en el colector $P_c=2$ bar y altura de soplado $H=50$ mm. Diferente distancia de separación entre boquillas A) $L=50$ mm, B) $L=25$ mm y C) $L=0$ mm.

6.3.2. Obtención del perfil de velocidad del chorro de pared para colector con dos boquillas planas

Por otra parte, se obtienen perfiles de velocidad del chorro de pared para una sección media de una de las dos boquillas de aire, además de para los puntos medios de interacción entre ambas boquillas, para una altura de soplado $H=50$ mm, una presión en el colector $P_c=2$ bar y una separación entre boquillas $L=0/25/50$ mm.

En la Figura 105, se muestran de manera adimensional los perfiles de velocidad de los chorros de pared (ver Figura 9) (U/U_m) en función de la altura (Y/b) para diferentes distancias desde la línea de impacto (X/b). En un primer momento, y basándonos en la bibliografía [17][62], cabría esperar que todas las curvas colapsasen en una sola. Como se puede observar esto no ocurre, y, sobre todo para los perfiles de velocidad obtenidos en el

centro de la boquilla, se sigue una tendencia clara obteniendo un ancho de perfil mayor en zonas más lejanas al impacto ($X/b=12.9$) y ancho de perfil menor en zonas más cercanas ($X/b=4.3$).

Esto puede deberse a que la bibliografía estudia el fenómeno para chorros redondos o cuchillas de aire, con condición de periodicidad. Sin embargo, las boquillas utilizadas para la realización de este trabajo son muy estrechas y aunque se coja la línea media no se consigue una condición de flujo completamente 2D. Este argumento se ve reforzado en los gráficos de velocidad para las zonas de interacción ($L=0/25/50$ mm), ya que las curvas tienden a colapsar lejos de la zona de impacto. Una vez que la interacción ya se ha desarrollado y el flujo se uniformiza tiende a haber una semejanza clara. Igual que la documentada para chorros planos [62].

Por tanto, se obtiene una conclusión clara y se puede afirmar que existe una zona más conflictiva justo aguas debajo de la huella secundaria.

Es necesario comentar también, que los gráficos adimensionales de las boquillas que emplean la variable b no son del todo exactos ya que el cálculo de esta es complejo por la falta de simetría de las 2 boquillas (por ejemplo, ver Figura 104). Se considera que las tendencias son 100% correctas, pero se tienen ciertas reservas respecto a los valores.

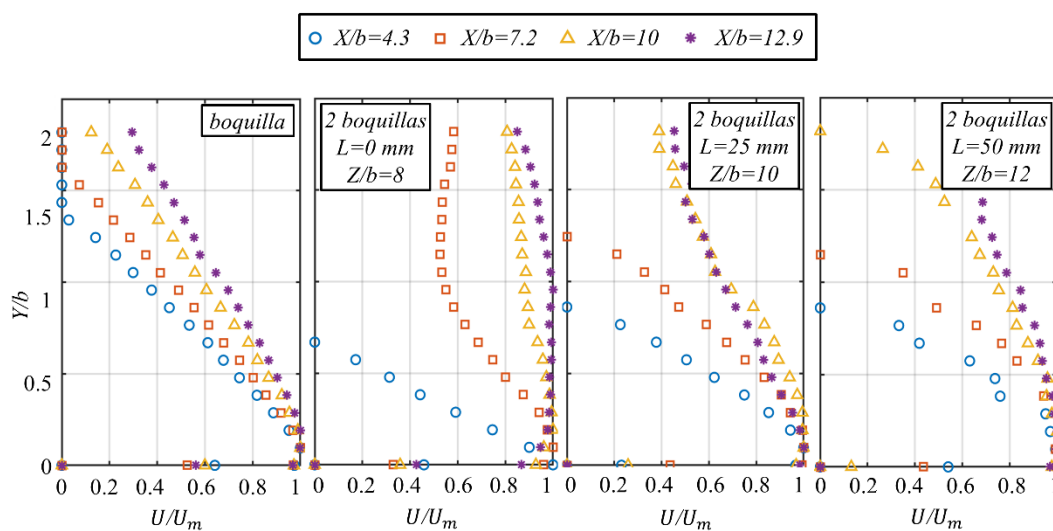


Figura 105. Velocidad del chorro de pared resultante del impacto de una boquilla de aire plana situada en un colector con dos boquillas de la serie 600.283.42 de Lechler. Altura de soplado $H=50$ mm, presión en el colector $P_c=2$ bar. Los valores de velocidad de la boquilla se toman en el punto central de la misma. Valores a diferentes distancias desde la línea de impacto $X/b=4.3$, $X/b=7.2$, $X/b=10$ y $X/b=12.9$.

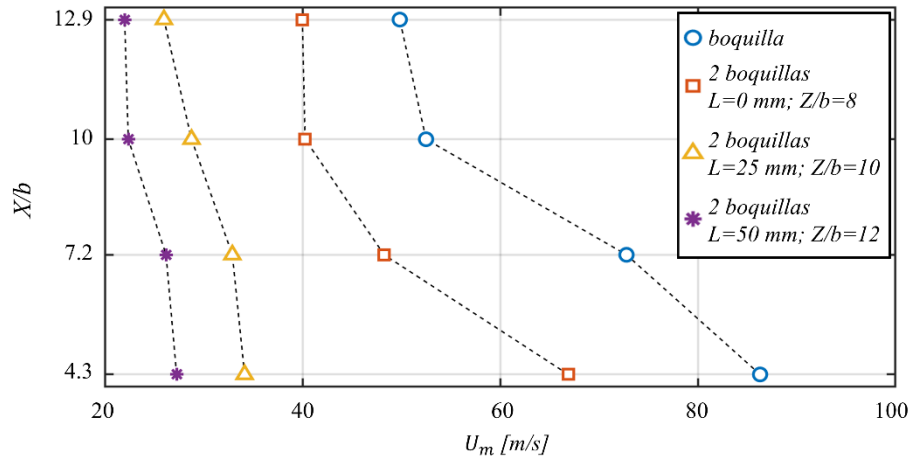


Figura 106. Velocidad máxima del chorro de pared en función de la distancia en X , para: una boquilla plana, zona de interacción entre dos boquillas separadas $L=0$ mm, zona de interacción entre dos boquillas separadas $L=25$ mm y zona de interacción entre dos boquillas separadas $L=50$ mm,

Para concluir, se realiza una comparación de la velocidad máxima del chorro de pared para diferentes X/b . Como se puede ver en la Figura 106, existe una mayor variación de los valores máximos de velocidad para la boquilla y la zona de interacción de $L=0$ mm, mientras que a medida que las boquillas se separan ($L=25$ mm y $L=50$ mm), las velocidades máximas son menores y existe menos variación entre ellas.

6.3.3. Obtención de la tensión cortante en la pared para colector con dos boquillas planas

En este caso, se analizan 3 casos en los que se fija la distancia de soplado $H=50$ mm, la presión en el colector $P_c=2$ bar y se varía la separación entre boquillas para $L=0/25/50$ mm.

Con el objetivo de poder comparar la tensión cortante de la cuchilla en la dirección OZ , en función de la separación entre boquillas, se definen tres regiones de comportamiento de la tensión cortante en el eje Z . Como se explica anteriormente, para el caso de una única boquilla plana aislada se obtiene una huella de presión del chorro de impacto menor que el ancho de la curva obtenida para la tensión cortante en dirección OZ . Por ello, se define un valor de tensión cortante coincidiendo con el ancho de huella. Como se puede ver en la Figura 107, el ancho de huella corresponde con el 60% de la tensión cortante máxima (τ_{max}).

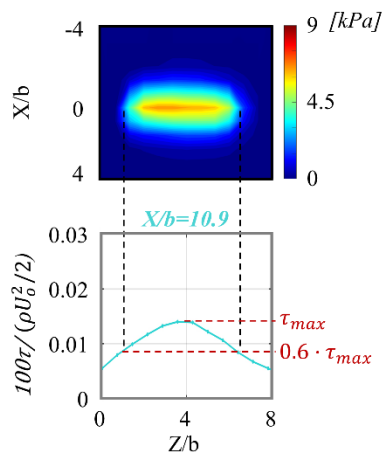


Figura 107. Valor de la tensión cortante en el eje Z que corresponde con el ancho de la huella de presiones para una única boquilla plana soplando a una distancia $H=50$ mm y una presión en el colector $P_c=2$ bar

Una vez identificado el valor de la tensión cortante que corresponde con el ancho de la huella de impacto para una única boquilla plana ($0.6 \cdot \tau_{max}$), se definirán 3 regiones diferentes en los gráficos de tensión cortante en el eje Z para un colector con dos boquillas planas, Figura 108:

- Región I: correspondiente a la zona externa de los bordes del sistema completo (colector con dos boquillas planas, en este caso). En esta zona, se verá cómo se incrementa la tensión cortante hasta llegar al valor correspondiente al 60% de la tensión cortante máxima generada por una boquilla.
- Región II: ancho de huella de presión de impacto del chorro. En esta zona se alcanzará el máximo valor de tensión cortante en la pared que, por lo general, en una boquilla plana, corresponderá con el centro de la boquilla.
- Región III: zona de interacción. Región correspondiente a la zona interna entre bordes de dos boquillas consecutivas. En esta región se define la variable R, como el valor de ancho de la región III. Anchos de región III grandes, pueden dar lugar a una zona de sumidero de parches de agua.

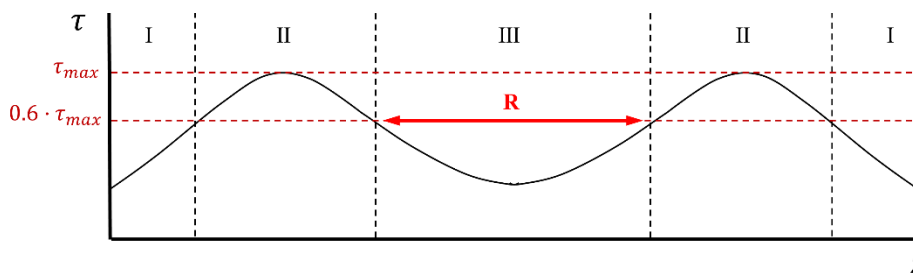


Figura 108. Regiones identificadas en los gráficos de tensión cortante en el eje Z. Definición de la variable R, como el ancho de la región III.

Estas regiones, se van a analizar en las siguientes figuras para un X/b específico.

En las siguientes figuras (Figura 109, Figura 110 y Figura 111), se muestra de forma conjunta para cada caso las presiones de impacto y la tensión cortante de pared en diferentes direcciones: dirección OZ , en azul, y dirección OX , en rojo, de forma adimensional.

En la Figura 109, donde se analiza la presión y tensión cortante en la pared para una distancia de separación de boquillas $L=0$ mm, se puede ver una diferencia de cerca del 60% en el valor máximo de la presión adimensional en dirección OX correspondientes al centro de la boquilla ($Z/b=4.6$) y zona interacción ($Z/b=8$). Aunque el valor máximo adimensional es menor en la zona de interacción, la campana de Gauss formada sigue la misma tendencia en su base, abarcando aproximadamente la misma distancia.

No obstante, conviene remarcar, como se explica en el apartado 6.3: *Análisis de la interacción entre boquillas*, que la presión estática en la zona de interacción se produce a causa de la zona de estancamiento provocada por la colisión de la corriente lateral generada por cada boquilla.

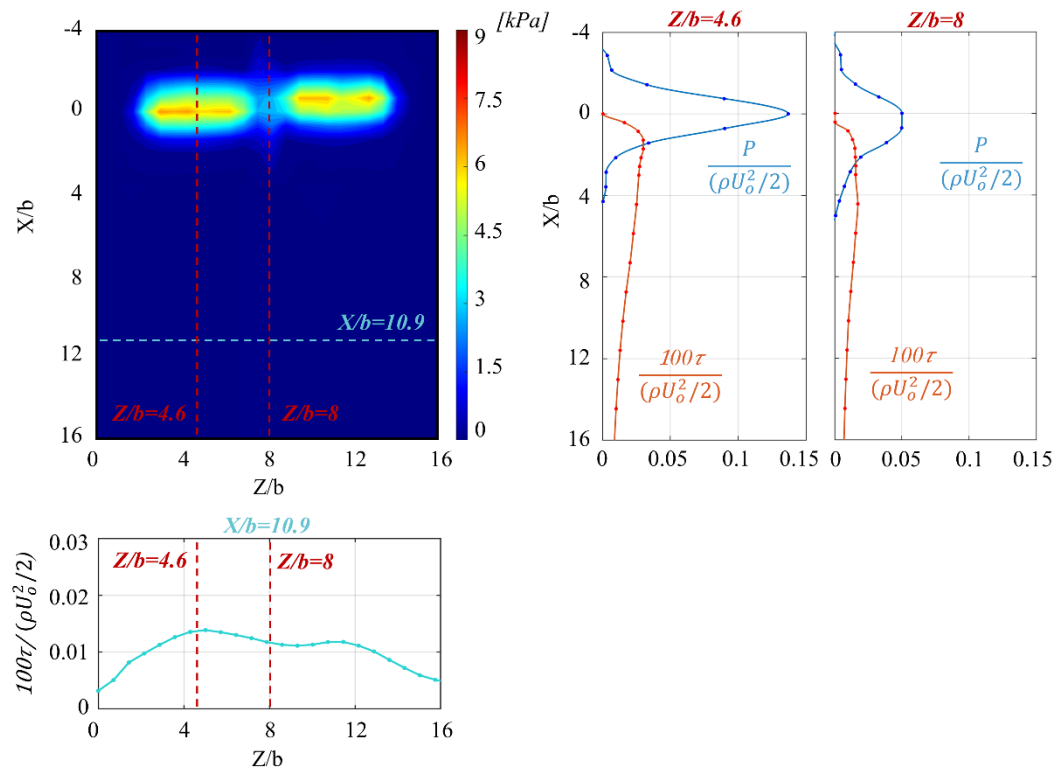


Figura 109. Presión y tensión cortante en la pared para un colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler separadas $L=0$ mm entre sí. Altura de soplado $H=50$ mm, presión en el colector $P_c=2$ bar. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b= 4.6$ (centro de la boquilla) y $Z/b=8$ (zona de interacción). Barrido de tensión cortante desde el centro de la boquilla a la zona de interacción en dirección OZ para $X/b=10.9$.

Por último, en el gráfico que muestra la tensión cortante en la dirección OZ se puede ver que la distribución de la tensión cortante para $X/b = 10.9$ no reduce su valor en la zona de interacción hasta llegar al 60% de la tensión cortante máxima, por lo que se considera que la variable R (Figura 107), ancho de la región III, es igual a 0. Este caso sería el más favorable ya que una vez se produce la interacción, a una distancia $X/b = 10.9$, el flujo se ha desarrollado y es prácticamente uniforme si se descarta el efecto de borde.

No obstante, en este tipo de sistema de soplado por colector con boquillas planas se pueden apreciar que el efecto de borde, antes descrito para una cuchilla de aire, funciona de manera diferente. Como se puede observar en la Figura 109, en el barrido de la tensión cortante en dirección OZ , los puntos de máxima tensión cortante empiezan en el centro de una boquilla, hasta el centro de la siguiente. Por tanto, para cubrir un ancho de banda de acero con un sistema de soplado como este, la manera óptima sería colocar la primera, y la última boquilla justo en los bordes de la banda.

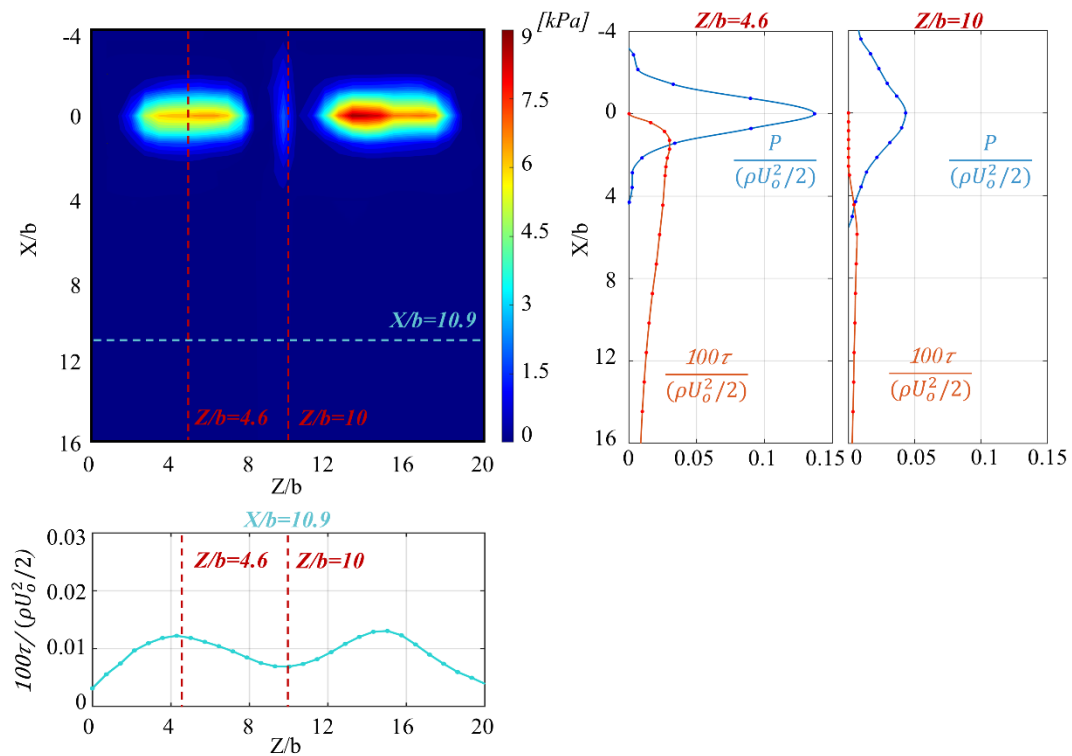


Figura 110. Presión y tensión cortante en la pared para un colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler separadas $L=25\text{mm}$ entre sí. Altura de soplado $H=50\text{ mm}$, presión en el colector $P_c=2\text{ bar}$. Relación de línea de presión y tensión cortante en la dirección OX para $Z/b=4.6$ (centro de la boquilla) y $Z/b=10$ (zona de interacción). Barrido de tensión cortante desde el centro de la boquilla a la zona de interacción en dirección OZ para $X/b=10.9$.

En la Figura 110, se muestran los gráficos donde se analiza la presión y tensión cortante en la pared para una distancia de separación de boquillas $L=25$ mm. En este caso, las diferencias entre campanas de Gauss de presión en dirección OX en las zonas de boquilla e interacción son mucho mayores, siendo los valores máximos adimensionales en la zona de interacción un 30% de los valores obtenidos en la zona de la boquilla. Además, su base es mucho más ancha en esta zona, lo que hace evidente la interacción existente.

Si se compara el gráfico que muestra la tensión cortante en la dirección OZ de este caso ($L=25$ mm) con el anterior ($L=0$ mm), se puede ver una disminución de la tensión cortante en la zona de interacción, debida a la propia posición de las boquillas. Para este caso, los chorros de pared de ambas boquillas, en este caso para $L=25$ mm, sufren una menor interacción ya que pierden mayor energía cinética antes de encontrarse. Este caso tendría una región III, correspondiente a la zona de interacción, definida por $R=23.76$ mm (ver, Figura 107 y Figura 108).

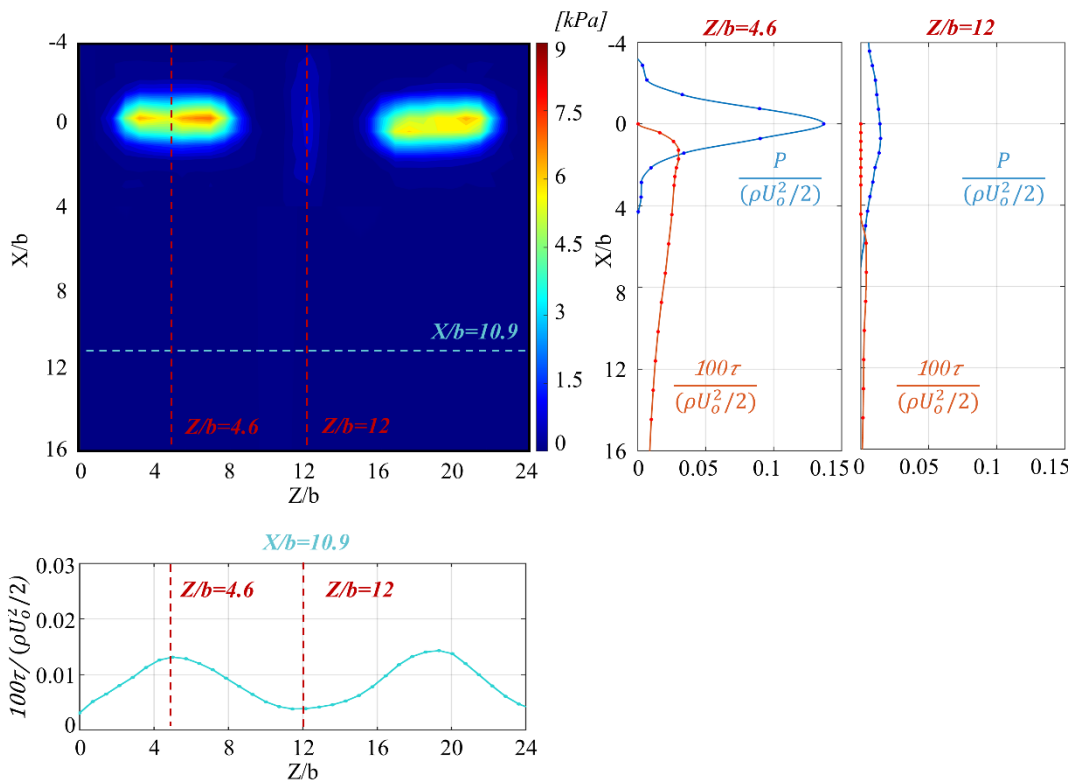


Figura 111. Presión y tensión cortante en la pared para un caso de colector con dos boquillas de aire planas de la serie 600.283.42 de Lechler separadas $L=50$ mm entre sí. Altura de soplado $H=50$ mm, presión en el colector $P_c=2$ bar. Relación de línea de presión y tensión cortante en dirección OX para $Z/b= 4.6$ (centro de la boquilla) y $Z/b=12$ (zona de interacción). Barrido de tensión cortante desde el centro de la boquilla a la zona de interacción en dirección OZ para $X/b=10.9$.

Para terminar, en la Figura 111, donde se muestran los gráficos que analizan la presión y tensión cortante en la pared para una distancia de separación de boquillas $L=50$ mm, se puede ver la misma tendencia descrita para el caso anterior ($L=25$ mm).

Ya que en este caso las boquillas están más separadas, la zona de interacción se atenúa y los valores máximos de presión adimensionales en la zona de interacción son aproximadamente de un 10% de los valores obtenidos en la zona de la boquilla. Además, para este caso, el ancho de la región III (R) es de 55.89 mm (ver, Figura 107 y Figura 108).

Por último, en la Figura 112 se comparan los anchos de la región III para las diferentes configuraciones de colector con boquillas planas ($L=0/25/50$ mm) soplando a una distancia $H=50$ mm con un caudal de $20 \text{ Nm}^3/\text{h}$. Como se puede observar, la dimensión de R sigue una distribución lineal, creciendo cuanto mayor es la distancia entre boquillas. A partir de aquí, se podría definir la región III para cualquier configuración de boquillas según la distancia entre ellas (L).

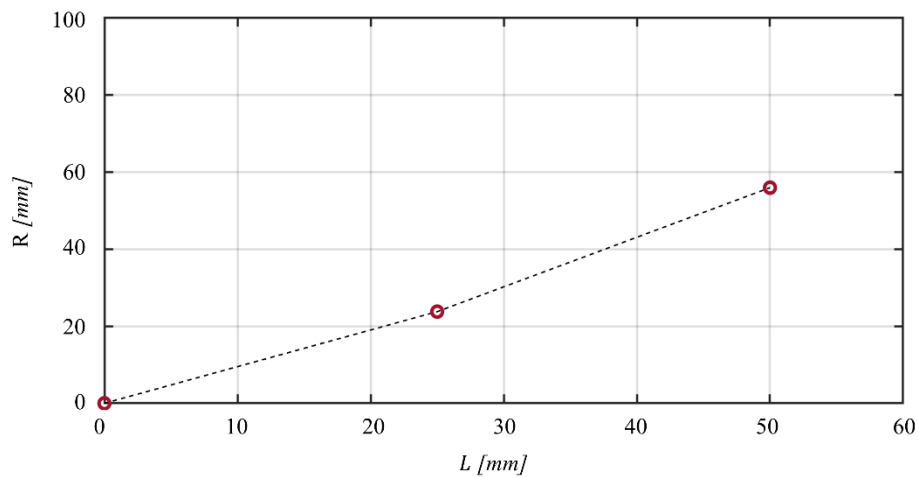


Figura 112. Variación ancho de zona III (R, ver Figura 108) para cada distancia de separación entre boquillas (L), para un caso de colector con dos boquillas planas a una distancia de soplado $H=50$ mm y un caudal $Q=20 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

6.4. Comparación de sistemas de secado

A continuación, se realiza una comparación de los dos sistemas de secado antes descritos, cuchilla de aire y colector con boquillas planas, soplando a una altura $H=50$ mm, y alimentados con un caudal de aire de $20 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

Para la comparación de todos ellos, se han adimensionalizado los valores teniendo en cuenta la distancia de soplado, en lugar de su sección de salida (como se hizo para todos las figuras anteriormente adimensionalizadas, basándose en la bibliografía existente [30]). Esto es debido a que, la velocidad del aire a la salida de la boquilla es unas 17 veces mayor que a la salida de la cuchilla de aire (309.6 m/s vs 17.36 m/s), lo que hace muy difícil su comparación.

En primer lugar, en la Figura 113 se muestran las líneas de presión para los puntos centrales de la cuchilla de aire y la boquilla. Además, estos datos se complementan con las líneas de presión obtenidas en las zonas de interacción para $L=0$ mm, $L=25$ mm y $L=50$ mm.

Como es evidente, la boquilla de aire genera una huella de presión de mayor valor absoluto. Incluso, la presión en cualquiera de las configuraciones de zonas de interacción entre boquillas es mayores que la obtenida por la cuchilla.

Es por esto, que la recomendación general dada por los fabricantes es colocar las cuchillas de aire mucho más cerca de la banda.

No obstante, esto da una idea de que las boquillas pueden dar valores de presión semejante al de la cuchilla con un consumo de caudal mucho más reducido.

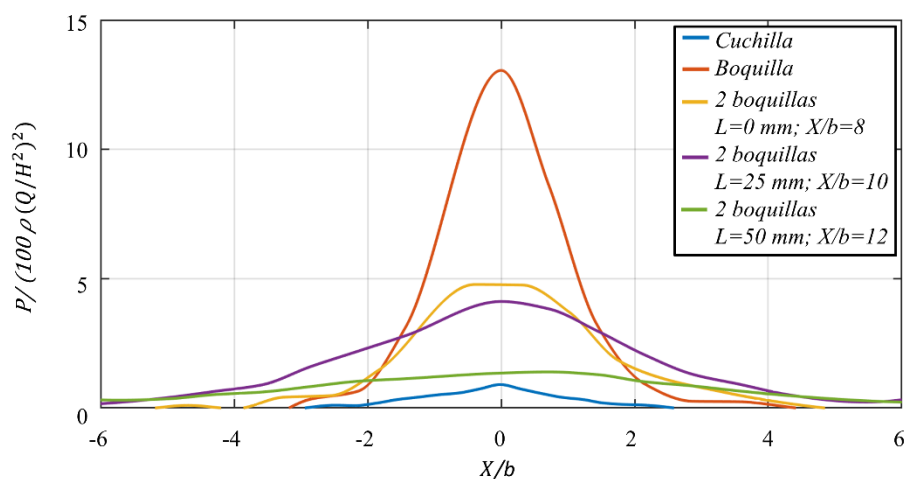


Figura 113. Comparación de línea de presión para diferentes sistemas de secado: Cuchilla y boquilla plana de la serie 600.283.42 de Lechler. Además, se muestra la presión obtenida en el punto medio de la zona de interacción entre dos boquillas planas para $L=0$, $L=25$ y $L=50$ mm.

Sin embargo, si tenemos en cuenta la tensión cortante generada por el chorro de pared (Figura 114), se puede observar que la tensión cortante generada por la cuchilla se asemeja

a la obtenida en la zona de interacción para una separación de boquillas (L) de entre 25 y 50 mm. Cabe destacar que este fenómeno se puede comparar para valores de aproximadamente $X/b > 5$, ya que la tensión cortante en la zona de interacción se retrasa por el choque entre chorros. Para valores de $0 < X/b < 5$ los valores de tensión cortante para $L=25$ mm y $L=50$ mm son mucho más pequeños e incluso prácticamente nulos, como se explicó anteriormente en la Figura 109, Figura 110 y Figura 111, por lo que esta zona podría ser un sumidero de paso de agua que no aseguraría un correcto soplado.

Se podría concluir entonces, afirmando que, una cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm soplando a una altura de $H=50$ mm, eliminaría la misma cantidad de agua que un colector con boquillas separadas entre sí una distancia $L=25$ mm. Pero, sin embargo, con esta configuración se cubriría un 25% menos de ancho de banda.

Por lo tanto, para aprovechar al máximo el potencial de las boquillas lo más recomendable sería poner una junto a la otra. De esta manera, se evitaría el descenso en los valores de la tensión cortante en las zonas de interacción.

Acorde con los resultados de las boquillas funcionando a una presión en el colector de 2 bares, se sobredimensiona el efecto de la cuchilla. Queda entonces claro que las condiciones de operación de este tipo de cuchillas deben adaptarse a la aplicación. Aunque, acorde con la experiencia en línea la eficiencia es algo secundario supeditado a una efectividad de secado del 100%. Es por esto, que los equipos suelen sobredimensionarse en su diseño.

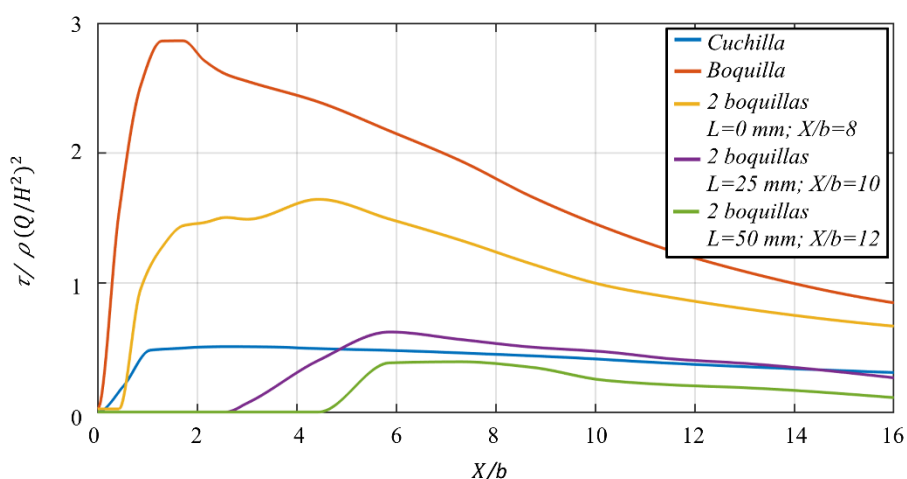


Figura 114. Comparación de tensión cortante para diferentes sistemas de secado: Cuchilla y boquilla plana de la serie 600.283.42 de Lechler. Además, se muestra la presión obtenida en el punto medio de la zona de interacción entre dos boquillas planas para $L=0$, $L=25$ y $L=50$ mm.

6.4.1. Comentarios sobre funcionamiento de las boquillas

Una vez completados todos los ensayos experimentales, se han detectado una serie de problemas inherentes a las boquillas utilizadas.

El principal problema, descrito con anterioridad en el apartado 6.3.1: *Obtención de huellas de presión del chorro de impacto para colector con 2 boquillas planas*, es un problema debido al diseño y ensamblaje de la propia boquilla. La boquilla se compone de dos partes diferenciadas, superior e inferior, y un papel absorbente de humedad que se dispone en el medio de ambas con el objetivo, además, de hacer de junta de estanqueidad entre ambas partes Figura 115. Ya que el material de la boquilla es aluminio, es muy habitual deteriorar las roscas existentes para la colocación de tornillos, haciendo más difícil su apriete, y provocando que la superficie de salida del aire de la boquilla se vea afectada no asegurando su uniformidad.

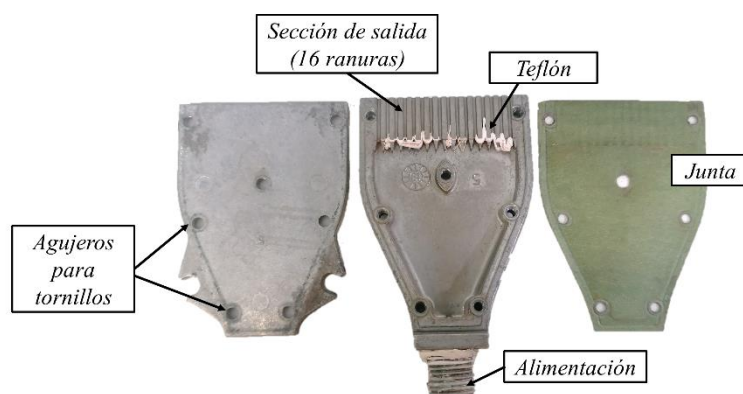


Figura 115. Boquillas utilizadas para la realización de este trabajo compuestas por dos partes de aluminio, superior e inferior y una junta. En la figura se pueden ver los agujeros destinados a los tornillos que aseguran el ensamblaje de la boquilla y las 16 ranuras que forman la sección de salida del aire. En ellas, se aprecia teflón acumulado.

Por otra parte, a medida que se realizan los ensayos se encuentra un problema con el teflón utilizado para proporcionar un sellado hermético entre el colector y las boquillas instaladas. Este teflón, si no se coloca con mucho cuidado, se desprende en partes muy pequeñas quedando acumulado en las ranuras destinadas a la salida del aire en las boquillas como se puede ver en la Figura 115, donde se muestra una boquilla desmontada.

Además, los colectores están normalmente fabricados con tubos cuadrados o redondos de acero. Este material, con el paso del tiempo, se oxida produciendo suciedad que es arrastrada hasta la zona de salida del aire, taponando nuevamente las boquillas. Este efecto

pudo comprobarse en un proceso industrial, en el que el sistema de soplado funciona de manera ininterrumpida durante largos periodos de tiempo.

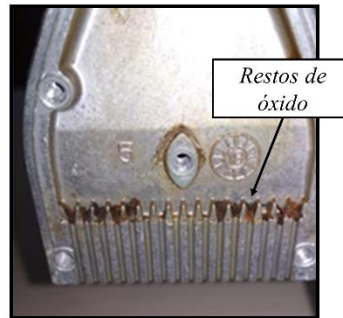


Figura 116. Boquilla utilizada durante un tiempo prolongado en un proceso industrial, con ranuras de salida tupidas con restos de óxido provenientes del colector.

Aunque los problemas de tупido de boquillas por suciedad pueden solucionarse, ya que la boquilla puede desmontarse, conllevaría un gran mantenimiento. Teniendo en cuenta que cada colector puede estar compuesto de entre 20 y 30 boquillas de este tipo, dependiendo del ancho de la banda de acero, los tiempos de mantenimiento se dispararan. A esto, habría que añadir que a medida que se montan y desmontan las boquillas, las roscas de los tornillos se deterioran, llevando al reemplazo de la boquilla tras varios mantenimientos.

Por todo ello, parece que este diseño de boquilla no es del todo viable para su utilización en una planta industrial. Sin embargo, ya que el consumo de aire y de ruido se reduce notablemente con la utilización de estos sistemas, sería interesante buscar otro diseño que ofrezca similares prestaciones reduciendo los problemas aquí explicados.

Capítulo 7

Conclusiones

7.1. Conclusiones

En la presente tesis se ha realizado un estudio de las prestaciones de dos de los sistemas de soplado más utilizados en la industria del acero: cuchilla de aire y colector con boquillas planas. El primero ha sido el sistema más usado tradicionalmente, mientras que el segundo actualmente busca hacerse un hueco en el mercado. Además, se ha realizado una comparación entre ellos. La finalidad de ambos sistemas es eliminar cualquier producto líquido depositado en la banda de acero, con el objetivo de obtener un producto final de la calidad deseada.

Se ha realizado una revisión teórica del estado del arte actual de la tecnología de secado en la industria, al igual que se ha recopilado información sobre dos de los principales procesos en los que se utilizan estos sistemas de soplado, en líneas acabadoras de acero: laminado en frío y líneas de hojalata.

Se ha establecido una metodología numérica que ha permitido estudiar la influencia del diseño de la geometría, para cuchillas de aire, en la eficiencia del soplado. Los datos obtenidos con el modelo numérico se han contrastado con datos experimentales existentes en la bibliografía. No se han utilizado datos experimentales propios ya que el estudio del funcionamiento de una cuchilla de aire ha sido ampliamente estudiado para el proceso de galvanizado en caliente, obteniendo así de la bibliografía curvas de presión de impacto y tensión cortante con las que contrastar el modelo.

Y para terminar se ha diseñado y construido un banco de ensayos, ubicado en el Laboratorio del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo, que ha permitido establecer una metodología experimental para la obtención de presiones de impacto del chorro libre y tensiones cortantes del chorro de pared para diferentes configuraciones de colector con boquillas planas y cuchilla de aire.

7.1.1. Conclusiones sobre la metodología numérica

Se han realizado dos modelos numéricos, monofásico y multifásico, que se complementan, para entender de una forma más amplia el funcionamiento de un sistema de secado compuesto por una cuchilla de aire. En especial, el estudio se ha centrado en analizar dos aspectos importantes:

- Efectos de la geometría en el funcionamiento de una cuchilla
- Análisis de la interacción de un chorro de aire plano con una película fina de agua.

En primer lugar, se ha realizado un modelo numérico monofásico para el estudio aerodinámico de la influencia de diferentes geometrías de cuchilla en el correcto funcionamiento del sistema. Una vez validado el modelo con datos experimentales de la bibliografía, se han analizado diferentes tipos de alimentación, lateral y central, encontrando diversos puntos débiles en el funcionamiento de la cuchilla para cada una de ellas. Además, se han comparado diferentes anchos de ranura de cuchilla (D) de 3, 12 y 24 mm. Se ha visto que la alimentación central tiene por lo general una distribución de presiones y velocidades en su interior menos uniforme que la alimentación lateral, pero,

sin embargo, la alimentación lateral tiene un punto débil en el lado de la alimentación, que puede actuar de sumidero, influyendo en una incorrecta limpieza de la banda en ese punto. También se ha visto que la magnitud de estos efectos se incrementa cuánto mayor es el ancho de ranura de la cuchilla de aire.

Además de los problemas que supone el tipo de alimentación, se ha analizado la influencia de los tornillos utilizados de manera general en todas las cuchillas de aire para asegurar un ancho de ranura constante. Los datos obtenidos con los modelos numéricos muestran una clara influencia de la estela de los tornillos sobre la presión de impacto. Este efecto se observa tanto para la configuración con alimentación lateral como central y se incrementa a mayores anchos de ranura de cuchilla de aire.

De igual forma, se analiza la influencia de la TKE (*Turbulent Kinetic Energy*) para un $D=24$ mm ya que es el caso con diferencias de velocidad más significativas. En este estudio se remarca que se obtienen valores de TKE mucho mayores en los casos con alimentación central respecto a los casos con alimentación lateral. Además, se ve que el TKE generado por los tornillos casi se disipa a lo largo de la trayectoria del flujo de aire, aunque, sin embargo, se observa que aparecen ciertas discontinuidades en el esfuerzo cortante debido a la estela de los propios tornillos.

En segundo lugar, se realiza un modelo bifásico de grandes dimensiones VOF de 54 millones de celdas para el estudio de la interacción aire-agua para una cuchilla de ancho de ranura $D=12$ mm y una capa de agua de $100 \mu\text{m}$. Dada la complejidad del modelo, se reduce el dominio de simulación a 100 mm de ancho de banda y se hace coincidir con la existencia de un tornillo.

El principal problema encontrado a la hora de realizar este modelo es su difícil convergencia debido a la diferencia de rangos entre las magnitudes del aire y del agua. El volumen del dominio utilizado ha sido de $100 \times 800 \times 25 \text{ mm}^3$ mientras que la capa de agua es del orden de $100 \mu\text{m}$. Esto ha conducido a la necesidad de un altísimo número de celdas, que a su vez alarga el tiempo de simulación.

Por una parte, se estudia la influencia de la velocidad del chorro (U_o) en la cantidad de agua que elimina el sistema, y se llega a la conclusión de que una vez que se llega a 120 m/s en el chorro, existe un cambio de tendencia que hace que se elimine más agua, y que, para eliminar las últimas micras se necesitarán probablemente velocidades de chorro por encima de la velocidad de sonido, con condiciones de flujo compresible. Con las simulaciones

realizadas para esta tesis se ha llegado a simular 200 m/s de agua, que dejan unas 15 μm de agua en la banda sin eliminar. Por tanto, se ha conseguido reducir en un 85% la cantidad de agua depositada en la banda con este sistema.

Cabe destacar que esta simulación solo tiene en cuenta el barrido aerodinámico. Los resultados obtenidos podrían enriquecerse en un futuro con modelos de evaporación que, sin duda, harán que la capa de agua resultante se reduzca.

Por otra parte, se analiza la existencia de un tornillo en el perfil de velocidades de salida de aire de la cuchilla. Según los datos obtenidos es evidente que la existencia de un tornillo hace más difícil su correcto funcionamiento, eliminando un 25% menos de agua que el mismo caso sin tornillo.

Esto arroja dudas sobre si el uso de tornillos, muy sencillo desde el punto de vista mecánico de montaje, sería el planteamiento más acertado, ya que su presencia, acorde con los resultados obtenidos, obligaría a sobredimensionar los equipos.

7.1.2. Conclusiones sobre la metodología experimental

Se ha diseñado y construido un banco de ensayos que integra un sistema de movimiento y toda la instrumentación necesaria con el objetivo de medir presiones, velocidades y tensiones cortantes. En la bibliografía existen estos datos para cuchillas de aire, pero, hasta donde la autora de esta tesis conoce, no hay ninguna referencia sobre boquillas planas.

En primer lugar, se realizan ensayos para la obtención de huellas de presión y tensiones cortantes de una cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm, un caudal de 20 Nm^3/h , correspondiente a una presión en el colector (P_c) igual a 2 kPa y un número de Reynolds de 2394. Además, se realizarán diferentes distancias de soplado (H) de 6, 12, 25 y 50 mm. Los valores obtenidos están en concordancia con los existentes en la bibliografía.

Además, como novedad, se ha calculado el efecto de borde, muy poco estudiado en la bibliografía y esto se ha hecho a través de la tensión cortante en dirección OZ , o lo que es lo mismo, en la dirección del ancho de la banda. Como conclusión, se puede afirmar que un 36% de la huella de la cuchilla en dirección OZ tiene efecto de borde, 18% a cada lado, con un déficit de tensión cortante del 68%.

Cabe destacar también que ha sido detectada cierta asimetría en los datos obtenidos. Este hecho es debido tanto al tipo de alimentación, que en el caso de estudio es bilateral, como a su propia geometría, ya que la cuchilla presentada para este trabajo sigue un diseño

industrial, en el que la cuchilla de aire tiene una geometría hueca en su interior. Para solventar el problema de las no uniformidades, autores de la bibliografía instalan en el interior de la cuchilla de aire un *honeycomb* con el objetivo de homogeneizar el campo de velocidades y, asimismo, reducir la turbulencia en el chorro. Puesto que el trabajo realizado se enfoca desde un punto de vista industrial, se ha decidido analizar la cuchilla tal y como se utiliza en los procesos reales, sin *honeycomb*. Esto ha derivado en la falta de bidimensionalidad del chorro a lo largo de la envergadura de la cuchilla. En la práctica esto lleva, comúnmente, a sobredimensionar el sistema.

En segundo lugar, se realizan ensayos para la caracterización de una boquilla plana comercial. En las especificaciones de los fabricantes se pueden encontrar ciertas características como son el caudal y la fuerza de soplado, pero no se ha encontrado un estudio tan exhaustivo como el realizado para este trabajo. Principalmente, centrandolo el análisis a la tensión cortante ejercida por el chorro de pared, relacionada directamente con la cantidad de agua que el chorro puede eliminar.

Como resultado, se han encontrado desviaciones de un +33% de caudal, respecto a los datos obtenidos por el fabricante, siguiendo la misma tendencia. Además, se ha comprobado que el efecto de borde en este tipo de boquillas es muy diferente al encontrado en la cuchilla de aire. La tensión cortante en el eje *OZ* se reduce hasta un 60% de la tensión cortante máxima, situada en el centro de la boquilla. A partir del 60% de tensión cortante máxima existe un déficit de tensión cortante, pero, esto estaría situado fuera de la banda de acero ya que tradicionalmente estos equipos se colocan haciendo coincidir el borde de la primera boquilla con el borde de la banda. Por otra parte, comparando la boquilla con la cuchilla de aire, a mismas condiciones de funcionamiento, se ha comprobado que se obtienen más prestaciones. Esto se traducen en valores de presión en la boquilla 93% mayores y valores de tensión cortante 84% mayores, en comparación con la cuchilla de aire.

Por otro lado, se realizan los mismos ensayos para un array de 2 boquillas, con el objetivo de realizar un estudio sobre la zona de interacción generada, algo nunca hecho en la bibliografía. Las boquillas se disponen en diferentes configuraciones para la realización de los ensayos, con una separación entre ellas (L) de 0, 25 y 50 mm. Además, los ensayos se realizan a diferentes presiones en el colector (P_c) para 1, 2 y 3 bar y a diferentes distancias de soplado (H) de 25, 50 y 75 mm. Con todas estas variables se obtienen las huellas de presiones que ejercen los chorros sobre la banda y se adquiere un primer conocimiento

sobre su interacción. Para completarlo, se realiza un análisis de la tensión cortante en dirección OX y OZ .

A partir de los resultados obtenidos se aprecia una zona muerta causada por los chorros de pared laterales en dirección OZ , que genera una zona de estancamiento en la que se reduce un 89% la velocidad máxima del chorro de pared (U_m) en la zona de interacción del caso más desfavorable ($L=50$ mm). Cabe destacar que aguas abajo de la zona muerta el patrón de velocidad se uniformiza.

Por último, para concluir la metodología experimental, se comparan ambos sistemas de soplado a una misma altura de soplado $H=50$ mm y un mismo caudal $Q=20\text{Nm}^3/\text{h}$, llegando a la conclusión de que se podría barrer el mismo agua utilizando una cuchilla de aire de ancho de ranura $D=2$ mm a una distancia de soplado $H=50$ mm que con un colector con boquillas planas y una separación entre ellas $L=25$ mm, aunque en la zona de interacción entre ambas boquillas el efecto de la tensión cortante se verá retrasado respecto a la zona de la boquilla, y esta zona podría actuar de sumidero en casos donde la película de agua fuese muy gruesa.

7.2. Trabajos futuros

En este apartado se proponen una serie de trabajos futuros relacionados con la investigación llevada a cabo para la realización de esta tesis y enfocados a profundizar en el funcionamiento de los sistemas de soplado expuestos.

En primer lugar, se propone ampliar el número de casos el modelo numérico multifásico y conseguir velocidades en las que el sistema sea capaz de eliminar valores por debajo de las $15\ \mu\text{m}$. Si se consiguiese reducir la totalidad de la capa de agua, se podría hacer un análisis de las tensiones superficiales necesarias para romper la película y compararlas con las obtenidas en el modelo experimental.

Además, se podría realizar el modelo multifásico con la banda realizando un movimiento vertical, ya que este caso es muy habitual en instalaciones de hojalata.

En segundo lugar, el modelo experimental se podría ampliar al estudio de diferentes configuraciones de colector con boquillas planas e incluso, comparar su funcionamiento con otras boquillas que tengan el mismo efecto. Algo muy recurrente en las especificaciones que dan los fabricantes de boquillas es que son capaces de reducir

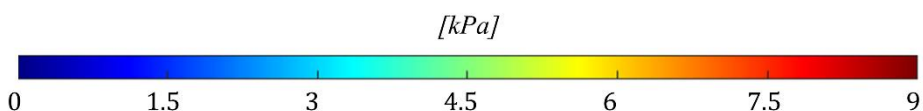
significativamente tanto el caudal como el ruido, en comparación con una cuchilla de aire. Durante la realización de las pruebas experimentales se ha verificado empíricamente que el ruido es mucho mayor al utilizar una cuchilla de aire, pero, para cuantificar este ruido y compararlo, se podría hacer un análisis y caracterización del ruido por medio de una metodología acústica.

Por último, se podrían comparar más sistemas de soplado, ya que el estado de la técnica está evolucionando mucho en estos últimos años, añadiendo nuevas boquillas con nuevas prestaciones y patrones de soplado.

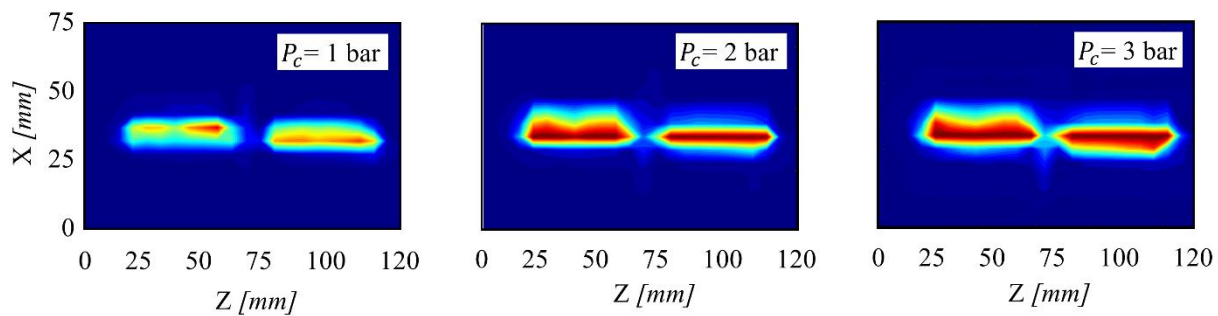
ANEXO I

Huellas de presión: colector con boquillas

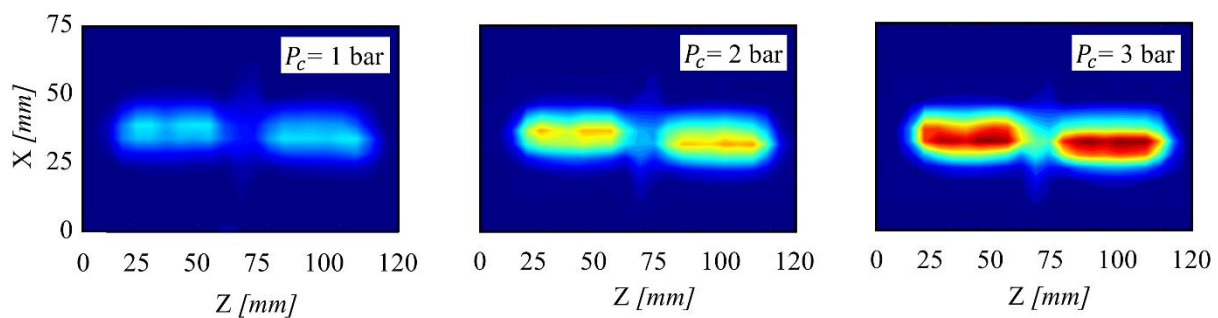
Boquillas separadas 0mm



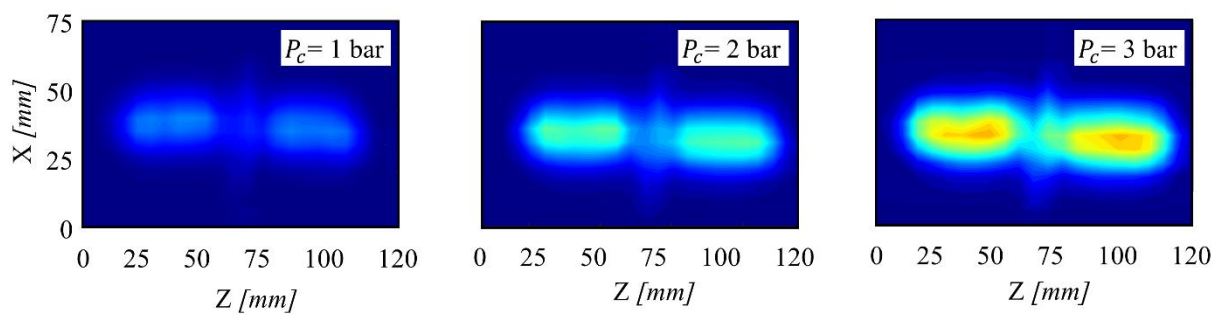
Separación boquillas (L) = 25 mm
 Altura de soplado (H) = 25 mm



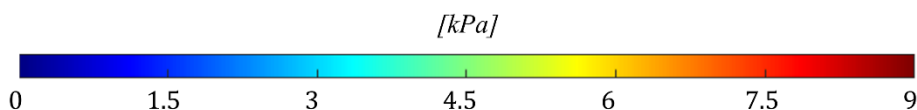
Separación boquillas (L) = 0 mm
 Altura de soplado (H) = 50 mm



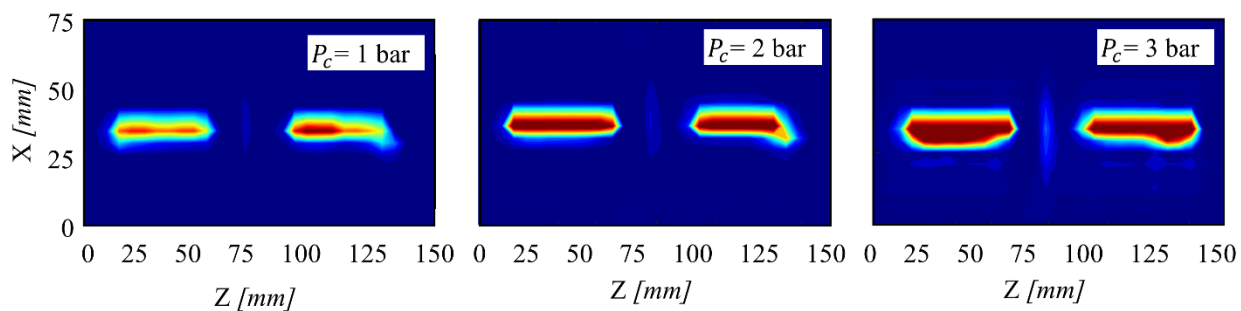
Separación boquillas (L) = 0 mm
 Altura de soplado (H) = 75 mm



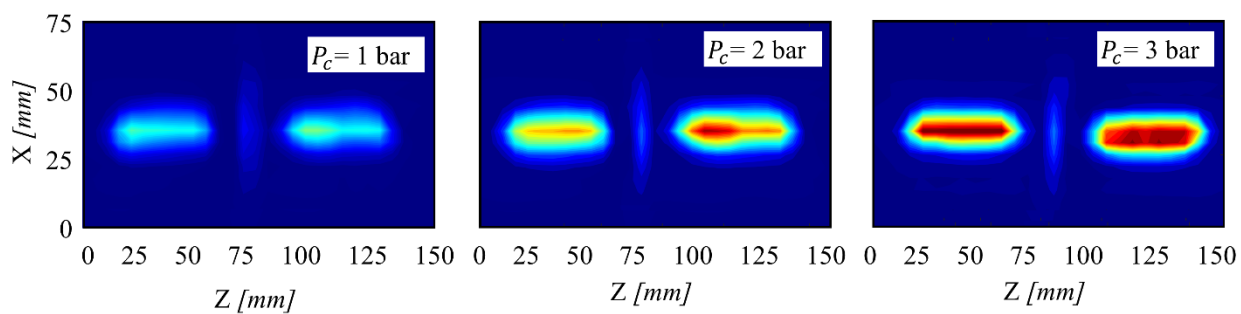
Boquillas separadas 25 mm



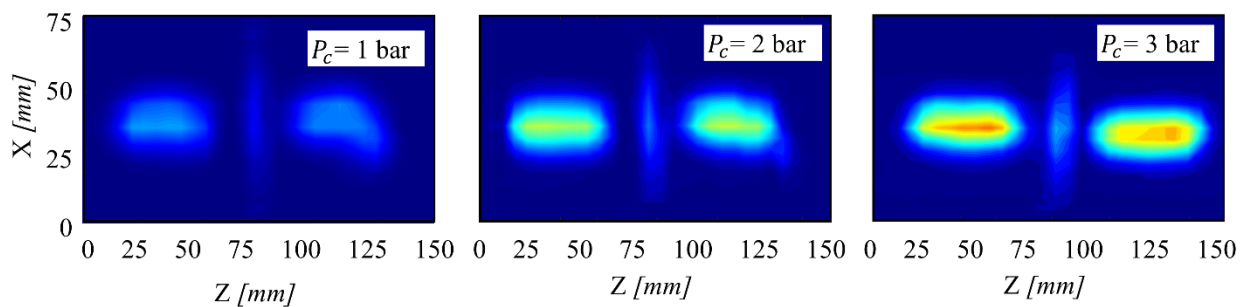
Separación boquillas (L) = 25 mm
 Altura de soplado (H) = 25 mm



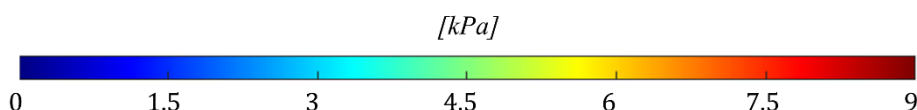
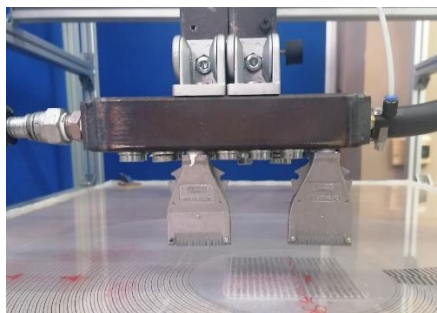
Separación boquillas (L) = 25 mm
 Altura de soplado (H) = 50 mm



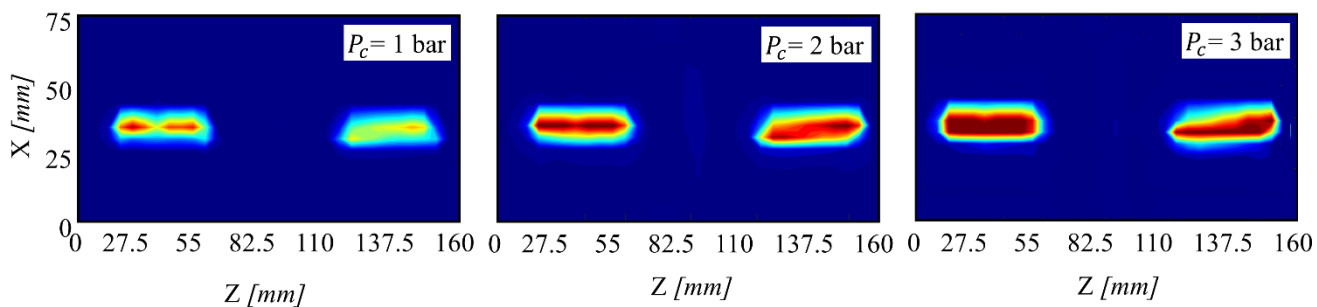
Separación boquillas (L) = 25 mm
 Altura de soplado (H) = 75 mm



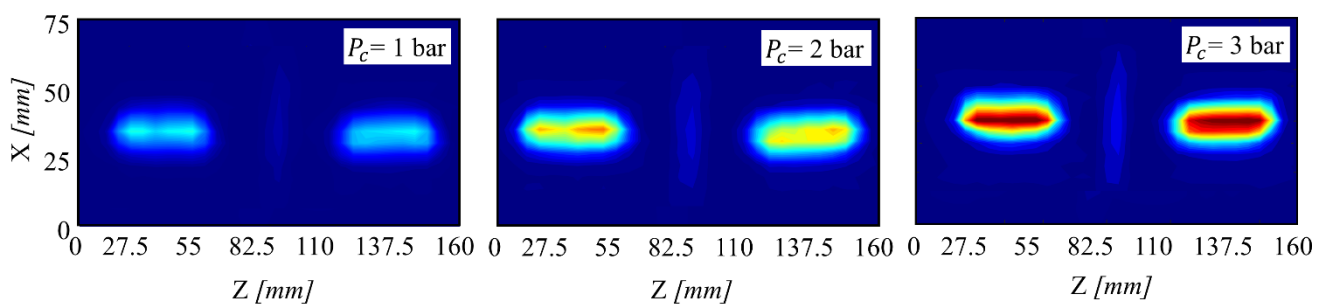
Boquillas separadas 50 mm



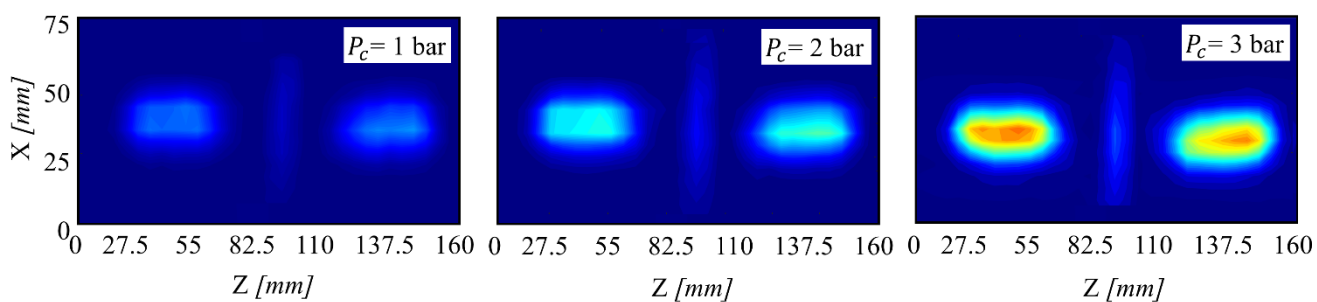
Separación boquillas (L) = 50 mm
Altura de soplado (H) = 25 mm



Separación boquillas (L) = 50 mm
Altura de soplado (H) = 50 mm

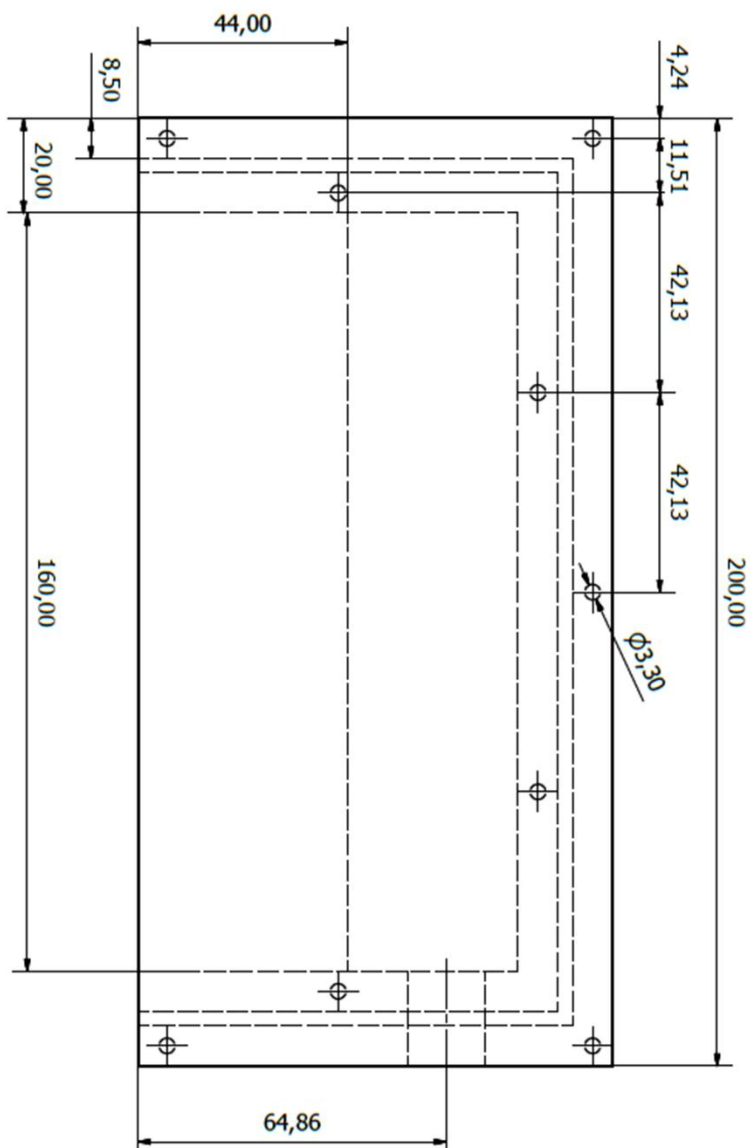
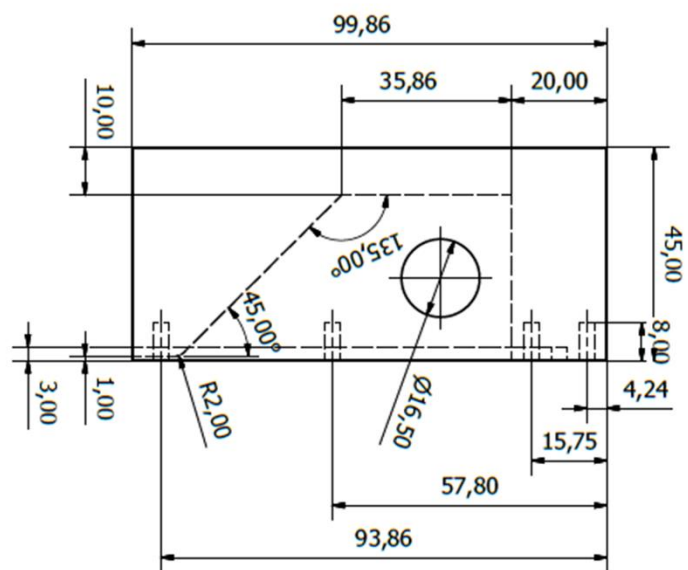
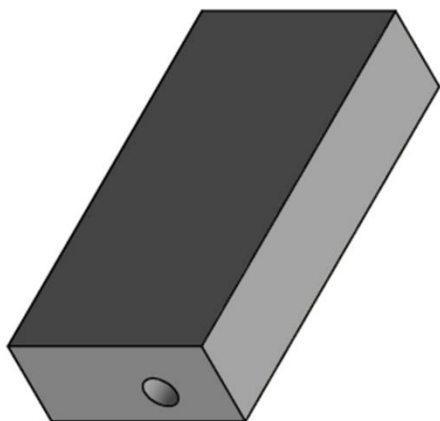
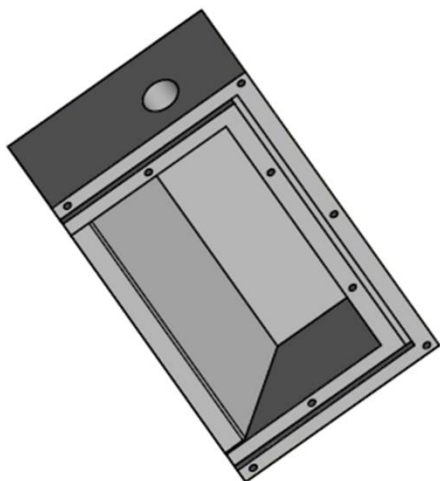


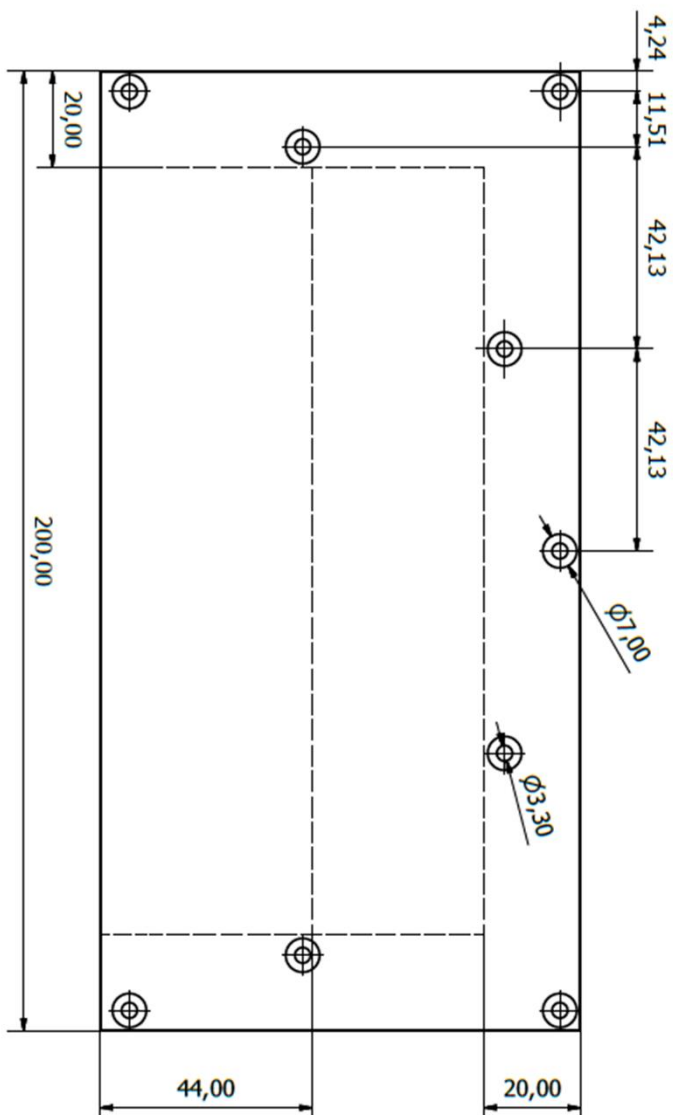
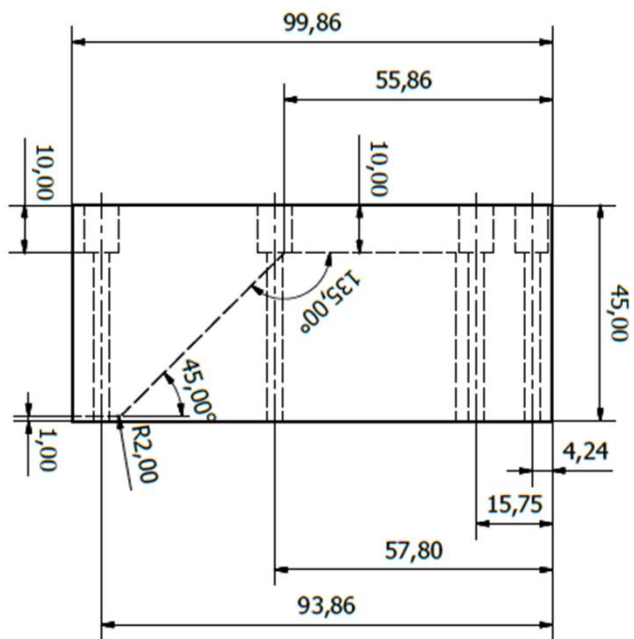
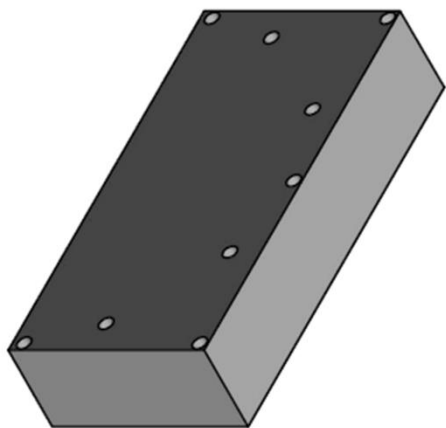
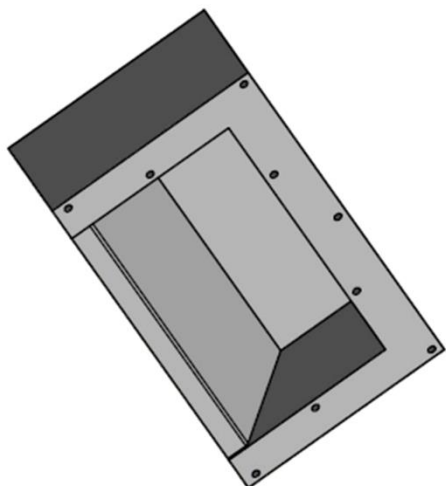
Separación boquillas (L) = 50 mm
Altura de soplado (H) = 75 mm

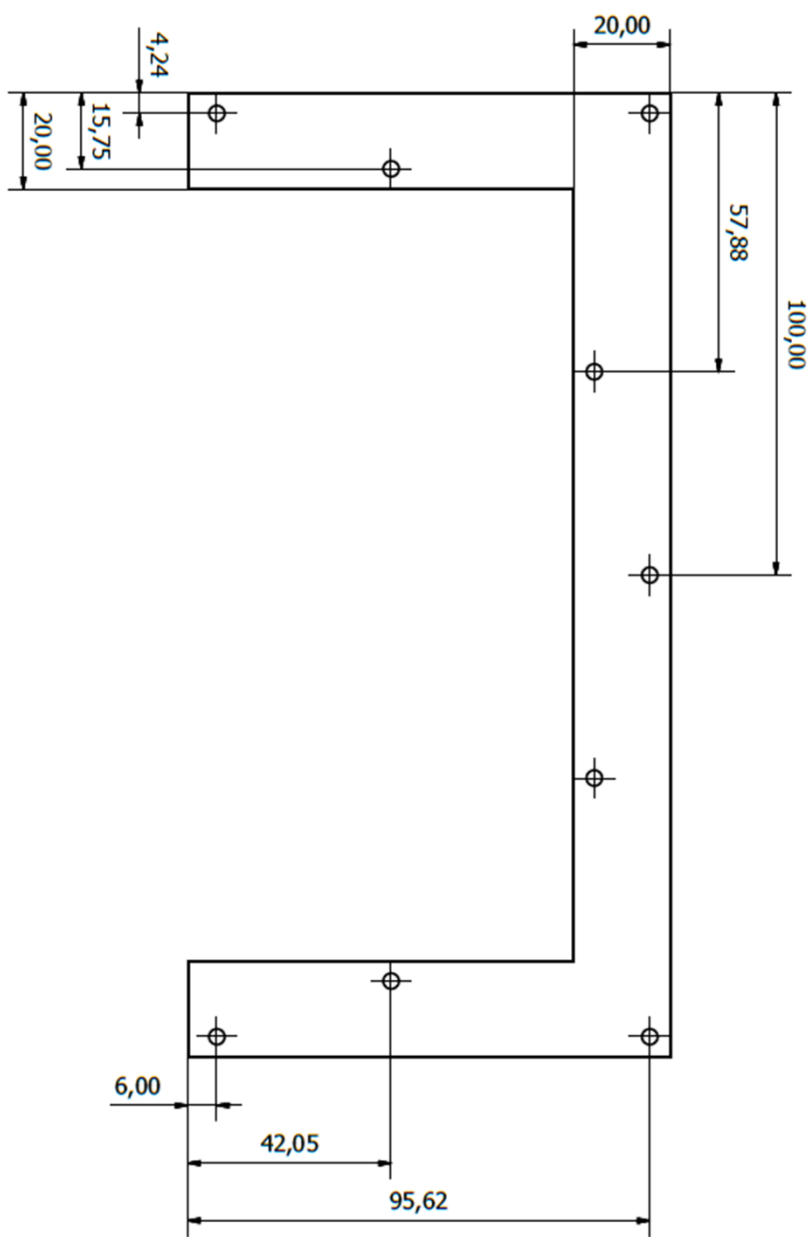
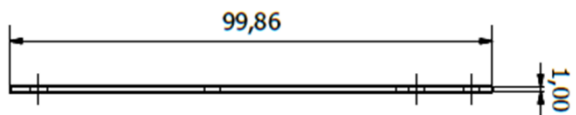


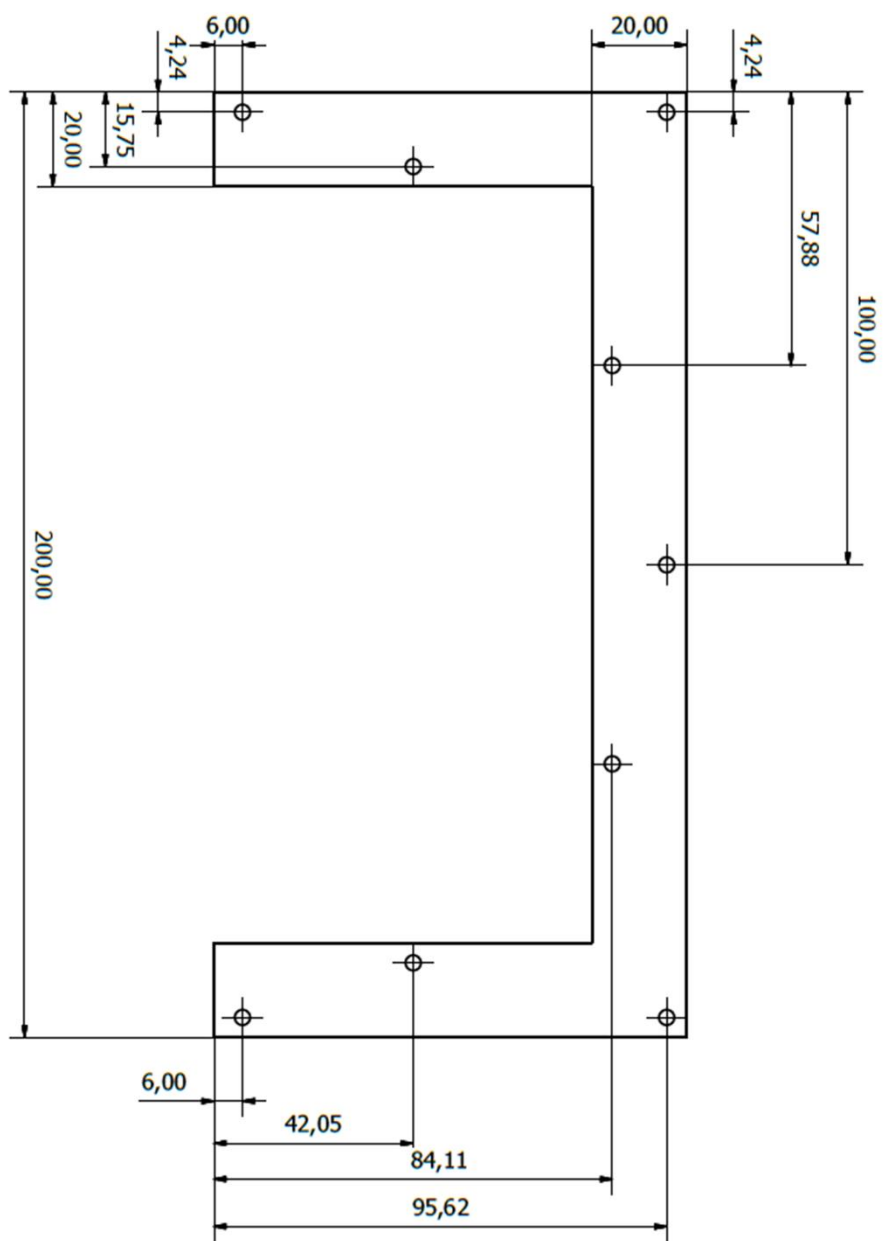
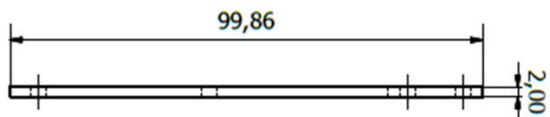
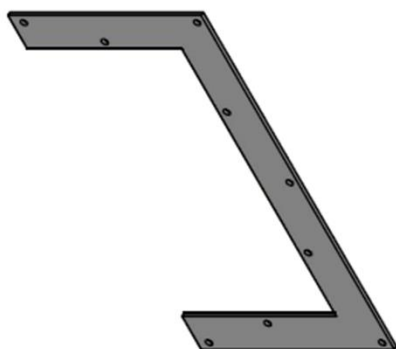
ANEXO II

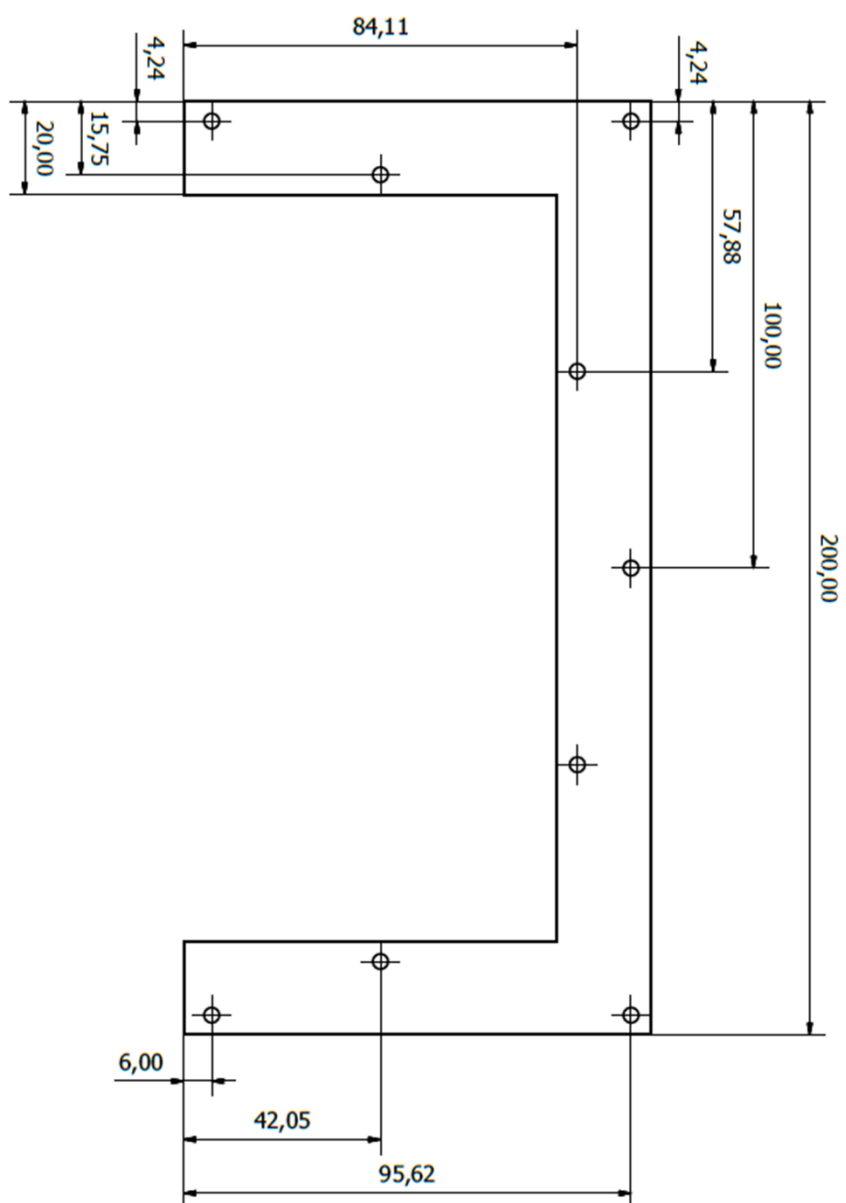
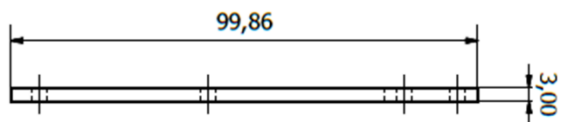
Planos de cuchilla











ANEXO III

Publicaciones

En este anexo se recogen las publicaciones relacionadas con los resultados obtenidos durante esta tesis:

- C. Miguel-González, M. García-Díaz, B. Pereiras, M. Vigil, and A. Rodríguez de Castro, “Numerical model of a planar jet wiping system for continuous strip lines,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 35, no. 7, pp. 2929–2938, 2021, doi: 10.1007/s12206-021-0616-y.
- C. Miguel-González, M. García-Díaz, and B. Pereiras, “Wiping Systems: Influence of the Surface Tension in Water Film Rupture,” *Proceedings*, vol. 2, no. 23, p. 1432, 2018, doi: 10.3390/proceedings2231432.

Además, actualmente está aceptada una publicación para otro congreso internacional fijado en un principio para 2020, que debido a la crisis sanitaria por el COVID-19 ha sido pospuesto para el 2022:

- A. Rodríguez de Castro, C. Miguel-González and B. Pereiras, “Numerical simulation of a planar jet drying system for steel strip”. *22nd International Drying Symposium (IDS2022)*.

Acknowledgments

C.M.-G. is supported by the Spanish "Ministerio de Ciencia e Innovación" within the "Doctorados Industriales" Program (grant number DI-17-09596).

M.G.-D. is supported by the Spanish "Ministerio de Ciencia e Innovación" within the "FPU" Program (grant number FPU15/04375).

Nomenclature

Ma	: Mach number
L	: Characteristic linear dimension
Re	: Reynolds number
v	: Flow velocity [$m \cdot s^{-1}$]
c	: Speed of sound in the medium [$m \cdot s^{-1}$]
v_i	: Friction velocity [$m \cdot s^{-1}$]
y^+	: Dimensionless wall distance
y	: Absolute distance from the wall
ρ	: Density of the fluid [$kg \cdot m^{-3}$]
μ	: Dynamic viscosity of the fluid [$Pa \cdot s$]
ν	: Kinematic viscosity of the fluid [$m^2 \cdot s^{-1}$]

References

- [1] A. S. Mujumdar, Research and development in drying: recent trends and future prospects, *Dry. Technol. An Int. J.*, 22 (1-2) (2004) 1-26.
- [2] British Steel Corporation, Air nozzles wipe away steel rolling problem, *Materials and Design*, 8 (4) (1987) 237.
- [3] H. Yadav and A. Agrawal, Self-similar behavior of turbulent impinging jet based upon outer scaling and dynamics of secondary peak in heat transfer, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 72 (2018) 123-142.
- [4] S. Yao, Y. Guo, N. Jiang and J. Liu, International journal of heat and mass transfer an experimental study of a turbulent jet impinging on a flat surface, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 83 (2015) 820-832.
- [5] D. Muñoz-Esparza, J. M. Buchlin, K. Myrillas and R. Berger, Numerical investigation of impinging gas jets onto deformable liquid layers, *Appl. Math. Model.*, 36 (6) (2012) 2687-2700.
- [6] P. Fillingham and I. V Novosselov, Wall jet similarity of impinging planar underexpanded jets, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 81 (2020) 108516.
- [7] R. D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Van Nostrand Reinhold Company, New York (1984).
- [8] C. V. Tu, J. D. Hooper and D. H. Wood, Wall pressure and shear stress measurements for normal jet impingement, *11th Australian Fluid Mechanics Conference* (1992) 1109-1112.
- [9] S. Beltaos, Oblique impingement of circular turbulent jets, *J. Hydraul. Res.* (2010) 37-41.
- [10] H. Y. Hwang and G. A. Irons, A water model study of impinging gas jets on liquid surfaces, *Metall. Mater. Trans. B Process Metall. Mater. Process. Sci.*, 43 (2) (2012) 302-315.
- [11] K. Myrillas, A. Gosset, P. Rambaud and J. M. Buchlin, CFD simulation of gas-jet wiping process, *Eur. Phys. J.*, 97 (2009) 93-97.
- [12] C. Pfeiler, W. Ebl, G. Reiss, C. K. Riemer, G. Angeli and A. Kharicha, Investigation of the gas-jet wiping process-two-phase large eddy simulations elucidate impingement dynamics and wave formation on zinc coatings, *Steel Res. Int.*, 88 (9) (2017) 1-10.
- [13] E. A. Elsaadawy, G. S. Hanumanth, A. K. S. Balthazaar, J. R. McDermid, A. N. Hrymak and J. F. Forbes, Coating weight model for the continuous hot-dip galvanizing process, *Metall. Mater. Trans. B Process Metall. Mater. Process. Sci.*, 38 (3) (2007) 413-424.
- [14] C. V. Tu and D. H. Wood, Wall pressure and shear stress measurements beneath an impinging jet, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 13 (4) (1996) 364-373.
- [15] C. H. Ellen and C. V. Tu, An analysis of jet stripping of molten metallic coatings, *Eighth Australasian Fluid Mechanics Conference* (1983) 2C.4-2C.7.
- [16] J. A. Thornton and H. F. Graff, An analytical description of the jet finishing process for hot-dip metallic coatings on strip, *Metall. Trans. B*, 7 (4) (1976) 607-618.
- [17] H. G. Yoon, G. J. Ahn, M. K. Chung and J. K. Kim, Aerodynamic investigation of air knife system to find out the mechanism of the check mark in a continuous hot-dip galvanizing process, *International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (2008) 1-7.
- [18] A. Gosset, D. Lacanette, S. Vincent, E. Arquis, J. M. Buchlin and P. Gardin, LES-VOF simulation of gas-jet wiping: confrontation to experiments, *Proc. of the 6th European Coating Symposium* (2005).
- [19] H. So, H. G. Yoon and M. K. Chung, CFD analysis of sag line formation on the zinc-coated steel strip after the gas-jet wiping in the continuous hot-dip galvanizing process, *ISIJ International*, 51 (1) (2011) 115-123.
- [20] A. Gosset, P. Rambaud, L. Castellano, M. Dubois and J. M. Buchlin, Modeling of gas-jet wiping at small standoff distances, *Sixth Eur. Coat. Symp.* (2005).
- [21] E. Baydar and Y. Ozmen, An experimental and numerical investigation on a confined impinging air jet at high Reynolds numbers, *Appl. Therm. Eng.*, 25 (2005) 409-421.



Celia Miguel-González studied Mechanical Engineering in Oviedo University. Nowadays, she is a Ph.D. student supported by the Spanish "Doctorados Industriales" Program. Her research interests are related with drying systems in steel manufacturing.



Proceedings

Wiping Systems: Influence of the Surface Tension in Water Film Rupture †

Celia Miguel *, Manuel García and Bruno Pereiras

Área de Mecánica de Fluidos, Universidad de Oviedo, Gijón 33203, Spain; garciadmanuel@uniovi.es (M.G.); pereirasbruno@uniovi.es (B.P.)

* Correspondence: celiamiguel@gmail.com; Tel.: +34-985-18-26-61

† Presented at the 2nd International Research Conference on Sustainable Energy, Engineering, Materials and Environment (IRCSEEME), Mieres, Spain, 25–27 September 2018.

Published: 7 November 2018

Abstract: Wiping systems are widely employed in industrial processes to remove liquid residue from the final product. Therefore, the performance of the impingement of a gas jet upon a liquid surface or molten bath is relevant in many industrial and metallurgical processes. This work is focused on wiping systems used in steel cold rolling, where a system composed of air jets impinging on the steel strip should remove the thin film of lubricant emulsion coming from the rolling bite. In the bibliography there are references of analytical cases of reduction of coating thickness by means of an air jet, such as galvanizing processes, which do not take into account surface tension. In the case of drying systems film rupture exists. A lot of variables are implied in the film rupture theory. Upon all of them the most important variable is the surface tension. The aim of this work is to study the influence of surface tension in film rupture. For this reason, a model of a jet wiping a film of water upon a strip is developed with and without surface tension.

Keywords: surface tension; wiping; film rupture; CFD

1. Introduction

A high drying efficiency of the final product is essential for many steelmaking processes in order to obtain the quality required by customers. Many devices, commonly found in tin plate or cold rolling lines, are based on high velocity jets which wipe the liquid from the surface. The effectiveness of the drying depends on the jets configuration: size of the nozzle, distance to the strip and angle of blowing. In general, the liquid is in thin-film shape which makes the problem attractive to be solved analytically; in fact, there are models of liquid films through a steel strip for different steelmaking processes.

In the bibliography there are many references to the analytical model that relates pressure with film thickness. Thornton and Graff [1] developed an analytical model for a hot dip galvanizing process. Ellen and Tu [2], made a better approximation by including in the formula of Thornton and Graff the shear stress by means of a boundary condition.

However, most of such models are restricted to a high viscous fluid, and without film rupture which drives to not discard the surface tension effect. In case of wiping processes, film rupture has to be taken into account, so it is necessary to take into account the surface tension in order to achieve the solution of the problem. Moriarty, Schwartz and Tuck [3] develop an analytical model of a drop of water wiped horizontally by means of an air jet, taking into account the surface tension.

The objectives of the present study are to study the effects of the surface tension in the resolution of a wiping problem and to analyze the 3D effects of the air jet. For this purpose, a CFD model in

ANSYS FLUENT was developed in order to evaluate the behavior of a water film on a horizontal continuous strip being blown by a pressure jet.

2. Numerical Model

The simulation of the model was made in ANSYS FLUENT 16.0, which uses the finite volume method in order to resolve the Navier-Stokes equations. The mesh (Figure 1), built in ANSYS ICEM CFD, is structured and composed of 1M hexahedral cells. Mesh quality, assessed by the determinant of the jacobian matrix (Determinant $3 \times 3 \times 3$), is above 0.7.

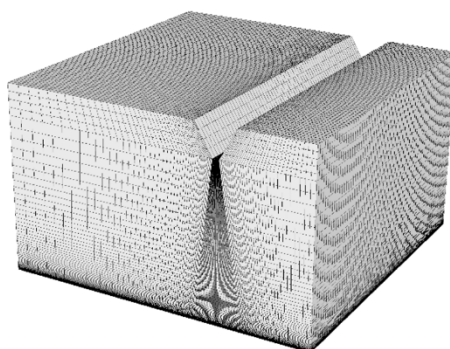


Figure 1. General view of the mesh.

For the resolution of the multiphase model, the VOF (Volume Of Fluid) model has been selected, being the interface model set as “sharp”. This method has been validated experimentally by several authors in galvanizing models [4].

The simulation was carried out in transient regime since the process is completely unsteady, although the boundary conditions remain steady during each simulation. The temporal term is approximated by an implicit first order scheme. The velocity-pressure pair was reproduced through a SIMPLE algorithm. The upwind scheme has been used for the discretization of the convective terms, while classical approximation for centered references has been used for the diffusive terms. The time step was set at 10^{-4} and the residuals were set at 10^{-5} . The choice of turbulence model has been based on numerous papers [5,6], where the RNG $k-\epsilon$ combined to “Non-equilibrium Wall Functions” is strongly recommended. The input thickness is set by the modification of the input conditions, more exactly with the velocity inlet. The details of the boundary conditions can be seen in Figure 2.

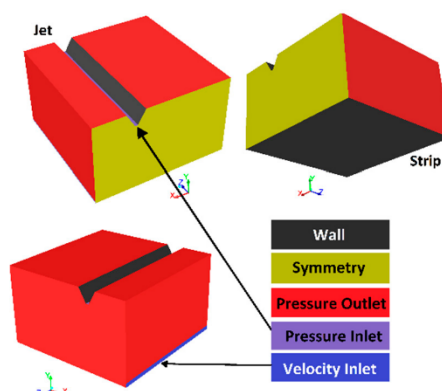


Figure 2. Geometry and boundary conditions.

Eight simulations were made with surface tension and eight simulations without surface tension for an initial thickness of water layer of 2 mm. In the same way, six simulations are carried out with and without surface tension for an initial thickness of 0.1 mm. In total, 28 simulations are carried out (Table 1).

Table 1. Simulations.

With/Without Surface Tension	
t = 2 mm	t = 0.1 mm
Air Pressure [Pa]	Air Pressure [Pa]
22,000	5000
33,000	10,000
60,000	22,000
100,000	33,000
150,000	60,000
221,000	100,000
300,000	
350,000	

3. Analysis of the Results and Discussion

3.1. Average Thickness of Water at the Outlet

In order to perform a first analysis of the influence of the surface tension, the average final thickness is obtained for different jets pressures that are shown in the Figure 3. The arithmetic average of the 500 data taken from the model was made in order to obtain these average thickness. That is translated into 0.05 s of simulation, or 0.65 m of strip. As can be seen in Figure 4, surface tension appears to have no effect on the average thickness which remain after the nozzle wiping.

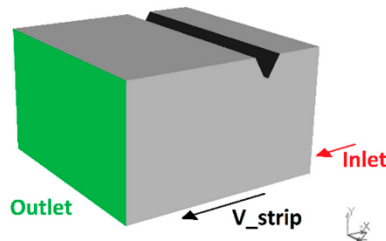


Figure 3. Outlet and inlet of the flow in the simulation domain.

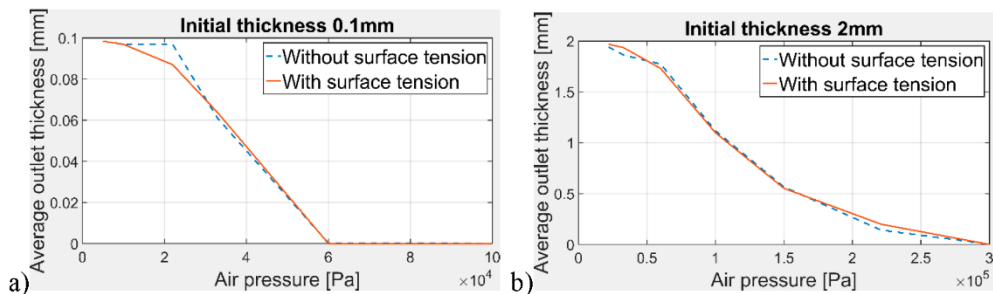


Figure 4. Average thickness at the outlet for initial thickness 0.01 (a) mm and 2 mm (b).

3.2. Waves Analysis

In order to know the performance of the layer of water at the outlet of the domain, the outlet thickness is shown as a function of time, Figure 5. This signal is processed by FFT techniques (Figure 6) in order to identify presence of waves of ordered structure on the surface of the coating.

In the Figure 6 at the right, there is a dominant frequency of 100 Hz. This frequency can be related with the wavelength (λ) of the wave of water by means of the following equation:

$$\lambda = V_o / f$$

Where V_o is the velocity of the strip (13 m/s), and f is the frequency of the peak of the spectrum. For the case with surface tension, the wavelength is 0.13 m. This wavelength can be easily appreciated in the plot that relates outlet thickness in function of time (Figure 5).

In the same way, the dominant frequency of the case without surface tension (Figure 6) is 40 Hz. The wavelength is equal to 0.33 m (Figure 5). The generation of this waves is related with the turbulence of the air jet and the vortex detachment.

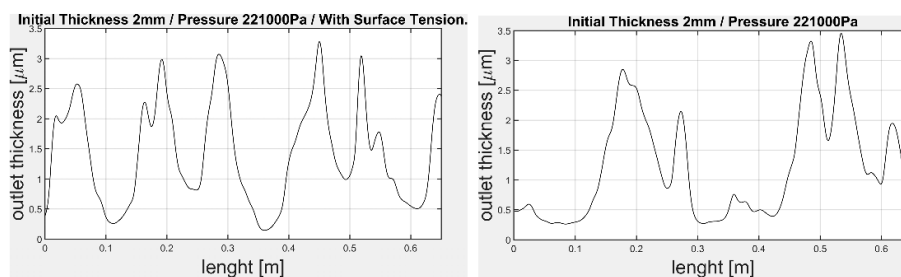


Figure 5. Thickness vs. distance ((Left) with surface tension, (Right) without surface).

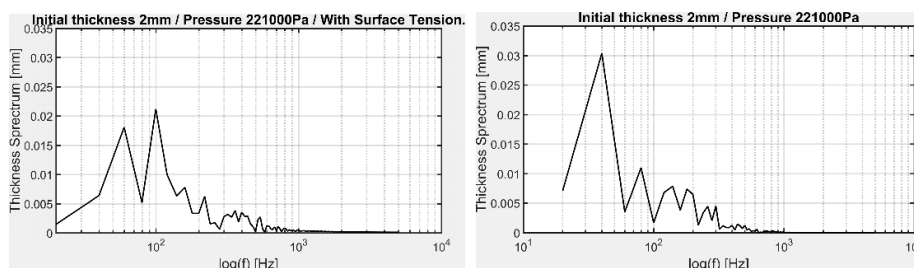


Figure 6. Thickness spectrum ((Left) with surface tension, (Right) without surface).

4. Conclusions

In the elaboration of this work, the following conclusion were reached: The effect of the surface tension does not affect in an evident way the final thickness of the resulting layer after the sweep and using spectral analysis, we can know if there are waves or not and know their wavelength.

References

1. Thornton, J.A.; Graff, H.F. An analytical description of the jet finishing process for hot-dip metallic coatings on strip. *Metall. Trans. B* **1976**, *7*, 607–618.
2. Ellen, C.H.; Tu, C.V. An Analysis of Jet Stripping of Molten Metallic Coatings. In Proceedings of the Eighth Australasian Fluid Mechanics Conference, Newcastle, New South Wales, 28 November–2 December 1983; pp. 2C.4–2C.7.
3. Moriarty, J.A.; Schwartz, L.W.; Tuck, E.O. Unsteady spreading of thin liquid films with small surface tension. *Phys. Fluids A* **1991**, *3*, 733–742.

Proceedings 2018, 2, 1432

5 of 5

4. Pfeiler, C.; Mataln, M.; Kharicha, A.; Riener, C.K.; Angeli, G. Importance of the Zinc Film Modeling for Gas Jet Wiping Simulations. In Proceedings of the International Conference on Zinc and Zinc Alloy Coated Steel Sheet (Galvatech 2015), Toronto, ON, Canada, 31 May–4 June 2015; pp. 1–15.
5. Elsaadawy, E.A.; Hanumanth, G.S.; Balthazaar, A.K.S.; McDermid, J.R.; Hrymak, A.N.; Forbes, J.F. Coating weight model for the continuous hot-dip galvanizing process. *Metall. Mater. Trans. B* **2007**, *38*, 413–424.
6. Tamadonfar, P. Numerical Investigation of Multiple-Impinging Slot Jets in the Gas-Jet Wiping of Liquid Zinc Coatings. Ph.D. Thesis, McMaster University, Hamilton, Canada 2010.



© 2018 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).



IDS'2020 – 22nd International Drying Symposium
Worcester, Massachusetts, USA, June 28 – July 1, 2020
DOI: <http://dx.doi.org/thisisa/placeholder/>

NUMERICAL SIMULATION OF A PLANAR JET DRYING SYSTEM FOR STEEL STRIP

Rodríguez de Castro, Alejandro^{a*}; Miguel González, Celia. ^b; Pereiras, Bruno^b

^a ArcelorMittal Global R&D Asturias, P.O. Box 90, 33400, Avilés, Spain

^b University of Oviedo, Energy Department, Campus de Viesques, 33271, Gijón, Spain

*E-mail of the corresponding author: alejandro.rodriguez-decastro@arcelormittal.com

Abstract

Many processes involving liquids are necessary during steel manufacturing, such as refrigeration, lubrication or cleaning. Once those liquids have accomplished their purpose, they have to be removed from the steel surface since they are critical for the quality of the product obtained.

One of the most widespread technologies used in drying systems is based on planar air jets or nozzle rows which sweep the liquid from the solid surface by creating an aerodynamic barrier.

The main objective of this paper is to analyze the interaction between a planar jet and a water layer horizontally dragged. The work has been developed numerically by using commercial software ANSYS FLUENT®.

Keywords: CFD; VOF; Drying; Wiping; Steel strip.



1. Introduction

Gas jets applied onto surfaces, liquid or solid, has been deeply analyzed because of its great importance in many fields, mainly related to heating, cooling and drying purposes, but many other applications are possible. Steel manufacturers have employed such applications in order to gain production speed and more reliable processes, thus there is a lot of research available in the literature.

Within steel manufacturing, gas jets can be found for different purposes. The impingement of a high speed gas jet onto a static liquid surface has been widely studied. Due to this mechanism, many forces appear in the liquid. The scheme of the forces can be seen in the Figure 1, where F_m , F_t , F_p , F_σ and F_g are associated forces due to jet momentum, tangential shear stress, pressure force due to recirculatory flow, surface tension force and gravity force. The cavity and the wave (Figure 1) created by the gas jet on the liquid metal surface is a key point of the Basic Oxygen Furnace (BOF) performance [1][2][3].

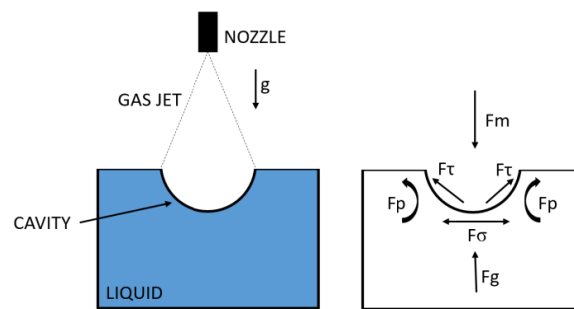


Figure 1: Force Analysis in the Liquid Surface During Impinging Process.

Hot Dip Galvanizing (HDG) lines used planar gas jets to adjust the thickness of the zinc coating, wiping out the excess of material. Those jets, known as “air-knives”, have been profusely analyzed numerically, experimentally and analytically [4][5][6][7]. The interaction between the gas jet and the liquid surface on the steel strip can be schematically seen in Figure 2.

The gas jet creates an aerodynamic barrier to reduce the thickness of the liquid layer, which should be as uniform as possible. Nevertheless, it is known [8] that instabilities in the gas jet can lead to wave apparition downstream the air-knives.

This work is focused in another application of gas jets in steel manufacturing: removing liquid industrial waste from the product surface in continuous steel strip lines. In those industrial production lines, liquid to be removed comes from different processes such as the refrigeration of cold rolling mills, cleaning in coating lines, etc. Hence, efficient liquid removing is essential in order to obtain a finished product of the desired quality or to avoid bottlenecks in the production lines. A clear example of this are the tons of steel rejected due to the emulsion stains defect, which comes from the emulsion used for cooling and lubricating the strip and the rolls during the cold rolling process.

Authors: Rodríguez de Castro, A; Miguel González, C; Pereiras, B.

Systems used to remove liquids from the continuous steel strips are commonly known as drying systems, being based on hydro-mechanical (wiping) or thermo-hydraulic (heating) actuators.

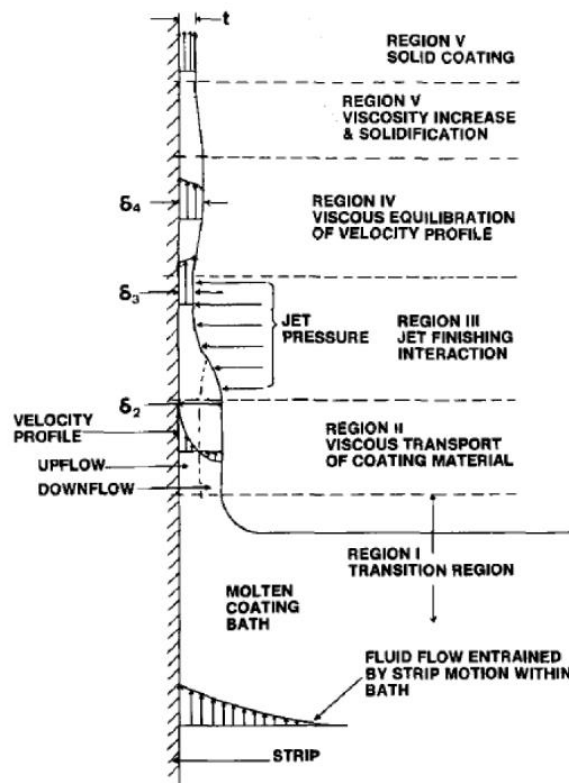


Figure 2: Schema of Coating In Gas Wiping Process [9].

The aim of any wiping systems can be simplified to create an aerodynamic barrier which blocks the liquid passing downstream these systems. They can be based on planar jets, as those used in the air-knives for hot dip galvanizing lines, or on nozzle rows.

There are a lot of information about wiping performance of air-knives systems in hot dip galvanizing lines, where the phenomena have similarities with the complete liquid removal expected of a drying system. Nevertheless, there are some differences such as having to remove the liquid completely, which is the most obvious one, the viscosity of the liquid or the movement of the strip (vertical in HDG whereas it is horizontal just after the rolling mills).

The research carried up in this work deal with a wiping system composed of a planar jet blowing perpendicular to a horizontal moving strip (Figure 3). The objectives are to study how the liquid is moved out from the strip and how to have no water downstream the jet. Therefore, the interaction between the air jet and the liquid layer is critical. The surface of

Numerical Simulation of a Planar Jet of a Drying Systems for Continuous Steel Strip Process

the liquid is depressed and a cavity on the surface is created as a result of the energy of the jet system. If the kinetic energy of the jet is large enough, film instabilities can result, even for a viscous liquid, in splashing [10].

It is important to remark that the resulting pressure contour on the strip is smaller than the wiping of the fluid due to the wall-jet, as can be seen in Figure 3.

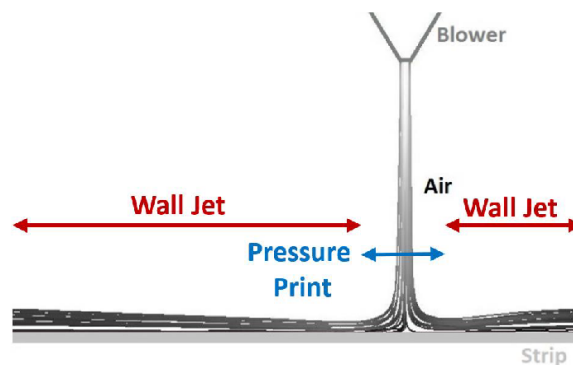


Figure 3: Simplified Schema Of The Wiping Technology

2. Materials and Methods

A short description of the materials and methods followed must also be included in this section.

2.1. Numerical Model

The simulation of the model was made in ANSYS FLUENT 16.0, which uses the finite volume method in order to resolve the Navier-Stokes equations. The geometry of the model is composed of an air knife, which slot is 4 mm, blowing onto a strip separated 98 mm.

Prior to perform the CFD simulations, a mesh independence study was conducted over three mesh resolutions. It was compared the static pressure against the length into a transversal line. These three meshes were generated from coarse to dense to ensure that the simulations results were sufficiently mesh-independent. As shown in Figure 4, all of them follow the same tendency. It was selected the mesh x1.

Authors: Rodríguez de Castro, A; Miguel González, C; Pereiras, B.

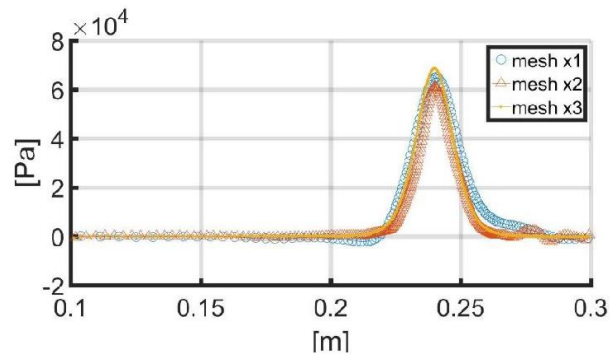


Figure 4: Static pressure against length

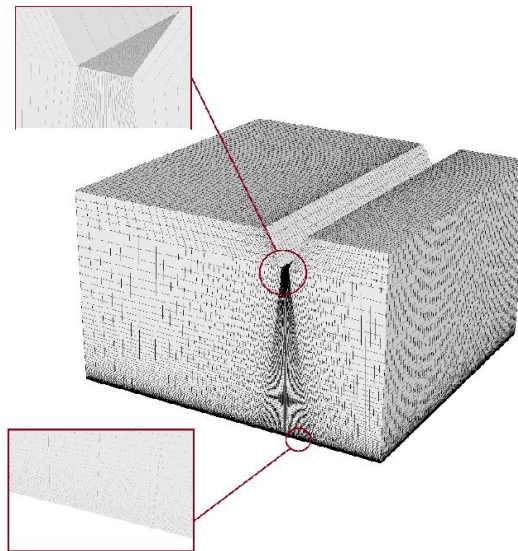


Figure 5: General view of the mesh

The mesh (Figure 5), built in ANSYS ICEM CFD, is structured and composed of 1M hexahedral cells. The quality of the mesh according to the determinant of the jacobian matrix (Determinant $3 \times 3 \times 3$), is above 0.7 and the thickness of the first cell on the strip is 0.02 mm.

The interaction between the air and water has been solved by using a VOF (Volume Of Fluid) multiphase model. This method has been validated experimentally by several authors in air jets impingement [4][11][12].

The simulation was carried out in transient regime since the process is completely unsteady, although the boundary conditions remain steady during each simulation. The temporal term is approximated by an implicit first order scheme and the velocity-pressure pair was

Numerical Simulation of a Planar Jet of a Drying Systems for Continuous Steel Strip Process

reproduced through a SIMPLE algorithm. The upwind scheme has been used for the discretization of the convective terms, while classical approximation for centered references has been used for the diffusive terms. The time step was set at 10^{-4} and the residuals were set at 10^{-5} . The choice of turbulence model has been based on numerous papers [11][12], where the RNG $k-\epsilon$ combined to “Non-equilibrium Wall Functions” is recommended. This near wall treatment is the appropriate due to the fact that the y^+ near the strip is in the required order.

The inlet thickness of water was 2 mm, in order to see in a better way the phenomena, and the blowing pressures were in each simulation: 6000 Pa, 100000 Pa, 150000 Pa and 221000 Pa. This pressures correspond with pressures used for galvanizing processes. Due to the 2 mm of thickness of water that were introduced, it was necessary to use this range of pressures in order to wipe the completely water. For each pressure value, the simulations were carried out with and without surface tension and because of that, eight simulations in total were carried out.

The Reynolds Number for a case of an average blowing pressure of 150000 Pa is 25866.

In order to process the analysis and to know the quantity of water that is wiped out of the domain, five monitors of flowrate (Figure 6) for each simulation were taken from the model for post-processing.

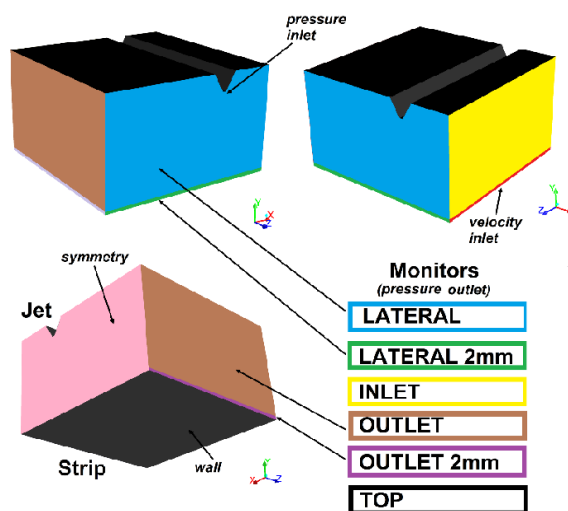


Figure 6: Boundary conditions and monitors of the model

The simulations were considered converged after approximately two seconds, when the flow is stabilized.

3. Results and discussion

Since the performance of the jet is unsteady due to turbulence instabilities, the interaction with the water free surface is highly unsteady. This involves that the flow rate passing



Authors: Rodríguez de Castro, A; Miguel González, C; Pereiras, B.

through the gas jet fluctuates. This fact is shown in Figure 7, where it is shown a comparison of the flowrate at the outlet and their standard deviation. It is clearly seen that the larger the blowing pressure, the smaller the water flow rate downstream the gas jet.

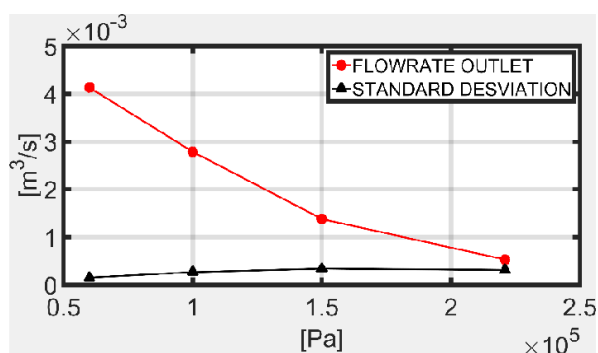


Figure 7: Flowrate and standard deviation for outlet 2mm

On the other hand, the standard deviation (Figure 7) increases with the blowing pressure, especially if it is considered relatively to the downstream flow rate.

In Figure 8 and Figure 9, the flowrate obtained during 1 seconds of simulation is compared. In red, it is shown the average flowrate for each case.

Apart from the differences of the flow rate running downstream, there is a clear influence of the pressure on the wiping performance.

The flowrate obtained at the outlet of the model is lower and the flowrate measured in the inlet is higher in the case of more pressure. It is remarkable to note that the flowrate obtained in the top side of the model, in the case of pressure of 10000 Pa, is almost zero. While in case of 221000 Pa, there is a higher fluctuation of the flowrate. This fact is due to the splashing phenomena produced by the impact of the air jet against the layer of water. The higher the pressure of the air, the bigger the splashing phenomena.

Numerical Simulation of a Planar Jet of a Drying Systems for Continuous Steel Strip Process

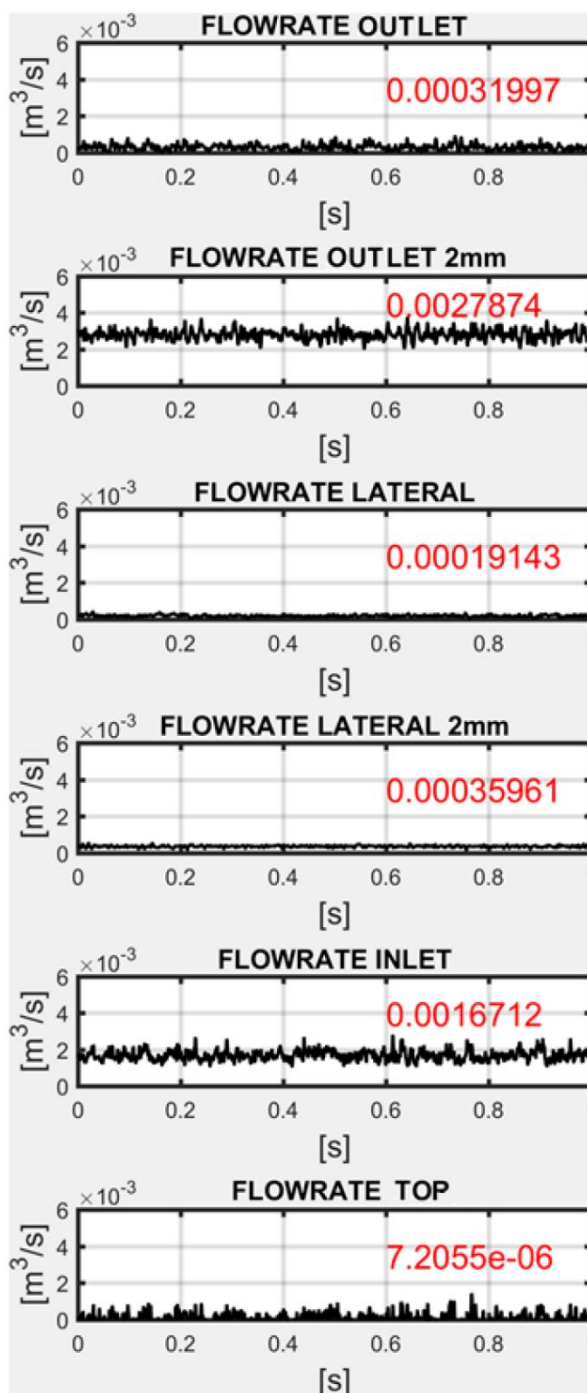


Figure 8: Flowrate. Pressure of blowing: 100000 Pa



Authors: Rodríguez de Castro, A; Miguel González, C; Pereiras, B.

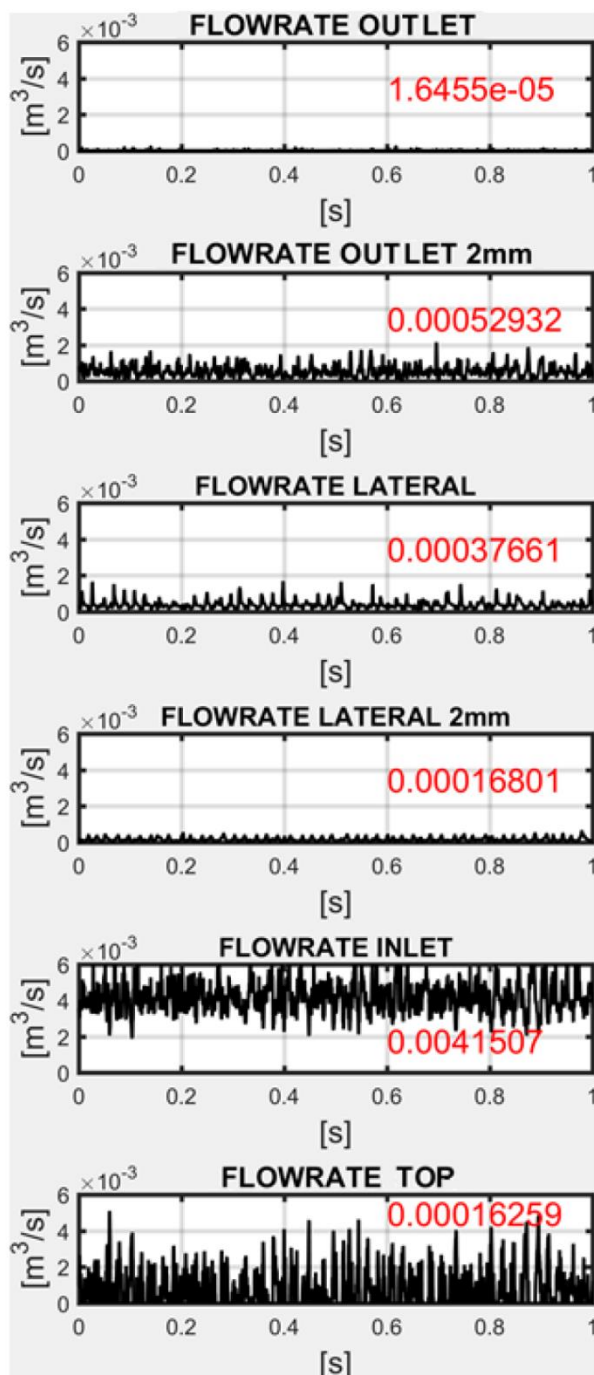


Figure 9: Flowrate. Pressure of blowing: 221000 Pa

Numerical Simulation of a Planar Jet of a Drying Systems for Continuous Steel Strip Process

The flowrate figures can be related with the 3D isosurfaces in the Figure 10, Figure 11 and Figure 12. In these plots, the layer of water can be seen (in blue) on the steel strip (in grey) when an air jet is wiping out the water from the strip with a blowing pressure of 100000 Pa, 150000 Pa and 221000 Pa for each case, and their water surface for a value of volume fraction bigger than 0.8.

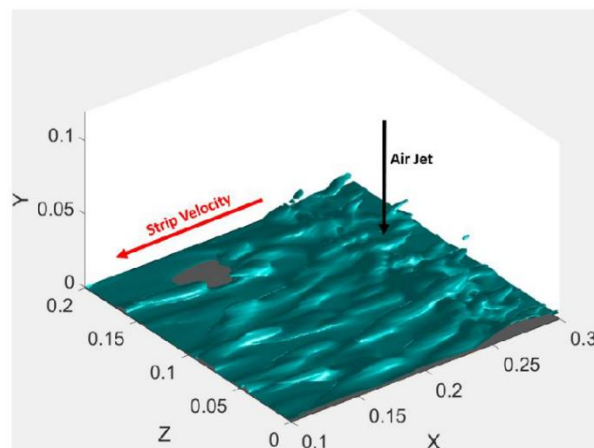


Figure 10: 3D model of the performance of the water layer. Pressure of blowing 100000 Pa

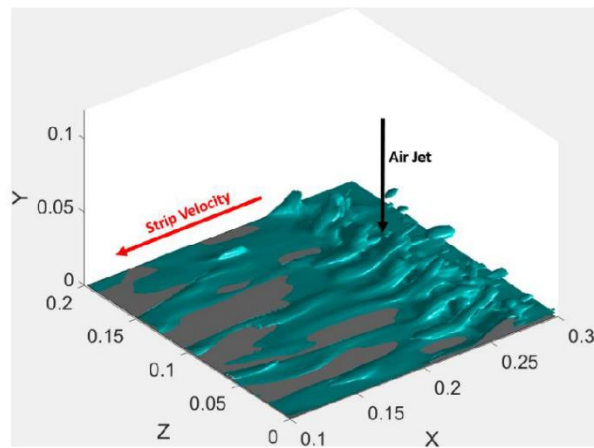


Figure 11: 3D model of the performance of the water layer. Pressure of blowing 150000 Pa

Authors: Rodríguez de Castro, A; Miguel González, C; Pereiras, B.

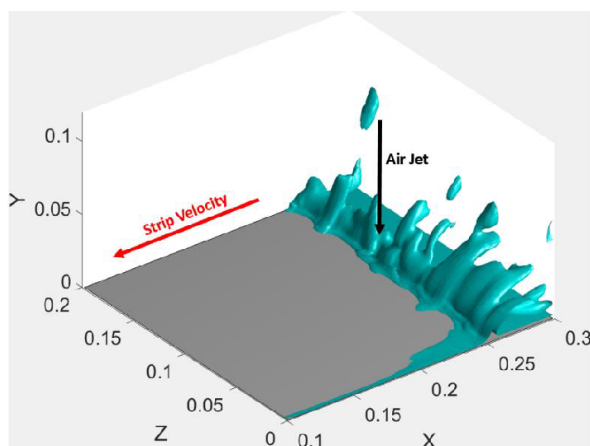


Figure 12: 3D model of the performance of the water layer. Pressure of blowing 221000 Pa

When the pressure is 100000 Pa (Figure 10), it can be seen that this pressure is not enough to wipe out all the water. The same occurs with a pressure of 150000 Pa.

On the other hand, if the pressure is 221000 Pa (Figure 12), the layer of water does not pass through the gas jet and it is eliminated more effectively. It is important to remark that in this case the strip is not completely dried. As it can be seen in the Figure 9, a little quantity of water come out the model by the “outlet”, the “lateral” and the “superior”. This fact can be seen also in the 3D model (Figure 12) concluding that the effectiveness of the drying system is not good in the edges of the strip.

4. Conclusions

In this work a numerical model was created in a commercial software ANSYS Fluent v16, in order to analyze how the liquid is moved out from the strip and how to have no water downstream the air jet.

This work can be concluding saying that the larger the blowing pressure, the smaller the water flow rate downstream the gas jet, and the higher the pressure of the air, the bigger the splashing phenomena. In addition, it can be said that the effectiveness of the drying system is not good in the edges of the steel strip as can be seen in the 3D isosurface.

It is clear that the numerical model should be validated by an experimental campaign which is reachable target in the near future.

Acknowledgement

Celia Miguel is supported by the Spanish “Ministerio de Educación Cultura y Deporte” within the “Doctorados Industriales” Program (grant number DI-17-09596)

*Numerical Simulation of a Planar Jet of a Drying Systems for Continuous Steel Strip Process***References**

- [1] R. B. Banks and D. V. Chandrasekhara, "Experimental investigation of the penetration of a high-velocity gas jet through a liquid surface," *J. Fluid Mech.*, vol. 15, no. 1, pp. 13–34, 2006.
- [2] H. Y. Hwang and G. A. Irons, "A water model study of impinging gas jets on liquid surfaces," *Metall. Mater. Trans. B Process Metall. Mater. Process. Sci.*, vol. 43, no. 2, pp. 302–315, 2012.
- [3] D. Muñoz-Esparza, J. M. Buchlin, K. Myrillas, and R. Berger, "Numerical investigation of impinging gas jets onto deformable liquid layers," *Appl. Math. Model.*, vol. 36, no. 6, pp. 2687–2700, 2012.
- [4] C. Pfeiler, M. Mataln, A. Kharicha, C. K. Riener, and G. Angeli, "Importance of the Zinc Film Modeling for Gas Jet Wiping Simulations," no. April, pp. 1–15, 2015.
- [5] C. H. Ellen and C. V. Tu, "An Analysis of Jet Stripping of Molten Metallic Coatings.pdf," in *Eighth Australasian Fluid Mechanics Conference*, 1983, pp. 2C.4–2C.7.
- [6] P. Naphade, A. Mukhopadhyay, and S. Chakrabarti, "Mathematical Modelling of Jet Finishing Process for Hot-dip Zinc Coatings on Steel Strip," *ISIJ Int.*, vol. 45, no. 2, pp. 209–213, 2005.
- [7] S. Kim, J. Cho, K. Ahn, and M. Chung, "Numerical analysis of edge over-coating in continuous hot-dip galvanizing," *ISIJ Int.*, vol. 43, no. 10, pp. 1495–1501, 2003.
- [8] C. Pfeiler, W. Eßl, G. Reiss, C. K. Riener, G. Angeli, and A. Kharicha, "Investigation of the Gas-Jet Wiping Process – Two-Phase Large Eddy Simulations Elucidate Impingement Dynamics and Wave Formation on Zinc Coatings," *Steel Res. Int.*, vol. 88, no. 9, pp. 1–10, 2017.
- [9] J. A. Thornton and H. F. Graff, "An analytical description of the jet finishing process for hot-dip metallic coatings on strip," *Metall. Trans. B*, vol. 7, no. 4, pp. 607–618, 1976.
- [10] K. Myrillas, A. Gosset, P. Rambaud, M. Anderhuber, J. M. Mataire, and J. M. Buchlin, "Technique for delaying splashing in jet wiping process," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 50, no. 5–6, pp. 466–470, 2011.
- [11] E. A. Elsaadawy, G. S. Hanumanth, A. K. S. Balthazaar, J. R. McDermid, A. N. Hrymak, and J. F. Forbes, "Coating weight model for the continuous hot-dip galvanizing process," *Metall. Mater. Trans. B Process Metall. Mater. Process. Sci.*, vol. 38, no. 3, pp. 413–424, 2007.
- [12] P. Tamadonfar, "Numerical Investigation of Multiple-Impinging Slot Jets in the Gas-Jet Wiping of Liquid Zinc Coatings," 2010.



Referencias

- [1] G. G. A. Bansal, A. Rodríguez, J. Arancón, “Internal Report: Global R&D roadmap for humid film removal on steel strips in downstream process lines (drying technologies),” Avilés, 2019.
- [2] H.-P. Richter and A. Klapdor, “Dispositivo para mantener seca una banda laminada en frío a la salida de instalaciones de laminación de bandas.,” 2 265 564, 2006.
- [3] C. Klam, “Internal Report: New Inorganic Treatment (NIT), a solution developed by ARCELOR to improve the stampability of coated products,” 2006, p. 10.
- [4] ArcelorMittal, “E70 - Protección temporal ecológica E-Passivation®,” 2019. <https://industry.arcelormittal.com/catalogue/E70/ES>.
- [5] C. Ding *et al.*, “Influence of infrared drying on storage characteristics of brown rice,” *Food Chem.*, vol. 264, no. July 2017, pp. 149–156, 2018, doi: 10.1016/j.foodchem.2018.05.042.
- [6] C. Chen and Z. Pan, “Heat and moisture transfer studies on walnuts during hot air drying in a fixed-bed column dryer,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 199, no. September, p. 117554, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117554.
- [7] C. Condurso, F. Cincotta, G. Tripodi, M. Merlino, and A. Verzera, “Influence of drying technologies on the aroma of Sicilian red garlic,” *Lwt*, vol. 104, no. January, pp. 180–185, 2019, doi: 10.1016/j.lwt.2019.01.026.
- [8] Sunwell Global, “Infrared Rotary Drum (IRD) Process.” https://www.sunwellglobal.com.tw/lang/sp/Ird_crystallizing_drying_handling_system.html (05/04/2021).

- [9] Equipo Técnico del Centro de Formación Arcelor Mittal Asturias (La Toba), “Internal Report: El Proceso Siderúrgico,” 2007.
- [10] M. Laugier, “Internal Report: Lubrication and Cooling,” Luxembourg, 2015.
- [11] ArcelorMittal Dofasco, “Internal Report: Temper Mill Oxide Stains,” Dofasco, 2013.
- [12] Silvent, “Cortina de Aire SILVENT AirPLOW.” <https://www.silvent.com/es/productos/cortinas-de-aire/airplow-cortina-de-aire/> (17/03/2021).
- [13] Unión Europea, “REGLAMENTO (CE) N° 1907/2006 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 18 de diciembre de 2006 relativo al registro, la evaluación, la autorización y la restricción de las sustancias y preparados químicos (REACH),” 2011. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:2006R1907:20111210:ES:PDF> (10/07/2020).
- [14] ArcelorMittal R&D, “Internal Report: Newsletter Passivation Chrome free N°1,” Maizières and Asturias.
- [15] A. Rodriguez, “Internal Report: Emulsion Stains,” Avilés, 2015.
- [16] D. Muñoz-Esparza, J. M. Buchlin, K. Myrillas, and R. Berger, “Numerical investigation of impinging gas jets onto deformable liquid layers,” *Appl. Math. Model.*, vol. 36, no. 6, pp. 2687–2700, 2012, doi: 10.1016/j.apm.2011.09.052.
- [17] S. Beltaos, “Oblique Impingement Of Circular Turbulent Jets,” *J. Hydraul. Res.*, vol. 14, no. 1, pp. 37–41, 1975, doi: 10.1080/00221687609499685.
- [18] H. Y. Hwang and G. A. Irons, “A water model study of impinging gas jets on liquid surfaces,” *Metall. Mater. Trans. B Process Metall. Mater. Process. Sci.*, vol. 43, no. 2, pp. 302–315, 2012, doi: 10.1007/s11663-011-9613-3.
- [19] H. Yadav and A. Agrawal, “Self-Similar Behavior of Turbulent Impinging Jet Based upon Outer Scaling and Dynamics of Secondary Peak in Heat Transfer,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 72, pp. 123–142, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.06.001.
- [20] S. Yao, Y. Guo, N. Jiang, and J. Liu, “International Journal of Heat and Mass

- Transfer An experimental study of a turbulent jet impinging on a flat surface,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 83, pp. 820–832, 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.026.
- [21] Robert D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*. Michigan, 1984.
- [22] C.V. Tu; J.D. Hooper; D.H. Wood., “Wall pressure and shear stress measurements for normal jet impingement.pdf,” in *11th Australian Fluid Mechanics Conference*, 1992, pp. 1109–1112.
- [23] R. B. Banks and D. V. Chandrasekhara, “Experimental investigation of the penetration of a high-velocity gas jet through a liquid surface,” *J. Fluid Mech.*, vol. 15, no. 1, pp. 13–34, 2006, doi: 10.1017/s0022112063000021.
- [24] A. Balabel, “Numerical modeling of turbulence-induced interfacial instability in two-phase flow with moving interface,” *Appl. Math. Model.*, vol. 36, no. 8, pp. 3593–3611, 2012, doi: 10.1016/j.apm.2011.11.006.
- [25] H. C. Araújo, E. F. Rodrigues, and E. M. Leal, “Numerical analysis of the liquid ejection due to the gaseous jet impact through computational fluid dynamics,” *Mech. Energy*, vol. 71, no. 1, pp. 53–57, 2018, doi: <http://dx.doi.org/10.1590/0370-44672015710079>.
- [26] K. Myrillas, A. Gosset, P. Rambaud, and J. M. Buchlin, “CFD simulation of gas-jet wiping process,” *Eur. Phys. J.*, vol. 97, pp. 93–97, 2009, doi: 10.1140/epjst/e2009-00885-y.
- [27] E. A. Elsaadawy, G. S. Hanumanth, A. K. S. Balthazaar, J. R. McDermid, A. N. Hrymak, and J. F. Forbes, “Coating weight model for the continuous hot-dip galvanizing process,” *Metall. Mater. Trans. B Process Metall. Mater. Process. Sci.*, vol. 38, no. 3, pp. 413–424, 2007, doi: 10.1007/s11663-007-9037-2.
- [28] J. A. Thornton and H. F. Graff, “An analytical description of the jet finishing process for hot-dip metallic coatings on strip,” *Metall. Trans. B*, vol. 7, no. 4, pp. 607–618, 1976, doi: 10.1007/BF02698594.
- [29] C. H. Ellen and C. V. Tu, “An Analysis of Jet Stripping of Molten Metallic Coatings,” in *Eighth Australasian Fluid Mechanics Conference*, 1983, pp. 2C.4-2C.7.

- [30] C. V. Tu and D. H. Wood, "Wall pressure and shear stress measurements beneath an impinging jet," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 13, no. 4, pp. 364–373, 1996, doi: 10.1016/S0894-1777(96)00093-3.
- [31] P. Naphade, A. Mukhopadhyay, and S. Chakrabarti, "Mathematical Modelling of Jet Finishing Process for Hot-dip Zinc Coatings on Steel Strip," *ISIJ Int.*, vol. 45, no. 2, pp. 209–213, 2005, doi: 10.2355/isijinternational.45.209.
- [32] K. Myrillas, A. Gosset, P. Rambaud, M. Anderhuber, J. M. Matairene, and J. M. Buchlin, "Technique for delaying splashing in jet wiping process," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 50, no. 5–6, pp. 466–470, 2011, doi: 10.1016/j.cep.2010.09.011.
- [33] P. Tamadonfar, "Numerical Investigation of Multiple-Impinging Slot Jets in the Gas-Jet Wiping of Liquid Zinc Coatings," McMaster University, 2010.
- [34] E. Baydar and Y. Ozmen, "An experimental and numerical investigation on a confined impinging air jet at high Reynolds numbers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, pp. 409–421, 2005, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.05.016.
- [35] A. Oron, S. H. Davis, and S. G. Bankoff, "Long-scale evolution of thin liquid films," *Rev. Mod. Phys.*, vol. 69, no. 3, pp. 931–980, 1997, doi: 10.1103/RevModPhys.69.931.
- [36] C. W. J. Berendsen, J. C. H. Zeegers, and A. A. Darhuber, "Thinning and rupture of liquid films by moving slot jets," *Langmuir*, vol. 29, no. 51, pp. 15851–15858, 2013, doi: 10.1021/la403988n.
- [37] J. A. Moriarty, L. W. Schwartz, and E. O. Tuck, "Unsteady spreading of thin liquid films with small surface tension," *Phys. Fluids A*, vol. 3, no. 5, pp. 733–742, 1991, doi: 10.1063/1.858006.
- [38] D. J. Phares, G. T. Smedley, and R. C. Flagan, "The wall shear stress produced by the normal impingement of a jet on a flat surface," *J. Fluid Mech.*, vol. 418, pp. 351–375, 2000, doi: 10.1017/S002211200000121X.
- [39] S. Kawale and V. P. Chandramohan, "CFD simulation of estimating critical shear stress for cleaning flat soiled surface," *Sadhana - Acad. Proc. Eng. Sci.*, vol. 42, no. 12, pp. 2137–2145, 2017, doi: 10.1007/s12046-017-0748-z.

- [40] N. Suthanarak and N. Nunak, "A CFD study on wall shear stress of falling water film on food contact surface," *MATEC Web Conf.*, vol. 192, pp. 4–7, 2018, doi: 10.1051/mateconf/201819203052.
- [41] K. Yasuda, Y. Hirama, and N. Satou, "Strip Wiper Device, Strip Wiping Method, Rolling Mill and Rolling Method," US 6,581,429 B1, 2003.
- [42] H. Dieter Daub, F. Wolfgang Denker, and O. Joachim Schmeizer, "Apparatus for Keeping Cold Strip Dry in the Runout of Cold Rolling Plants and Strip Rolling Plants," 5775152, 1998.
- [43] R. Ronald E. Kolecki, "Lubricant Removal System for Cold Rolling Stand," 4619126, 1986.
- [44] M. G. Sendzimir and J. W. . Turley, "Roll Type Strip Wiping System," 5,737.796, 1998.
- [45] T. S. Cho, Y. D. Kwon, and S. B. Kwon, "A study of the influence of air-knife tilting on coating thickness in hot-dip galvanizing," *J. Therm. Sci.*, vol. 18, no. 3, pp. 262–267, 2009, doi: 10.1007/s11630-009-0262-7.
- [46] K. J. Ahn and M. K. Chung, "A noble gas wiping system to prevent the edge overcoating in continuous hot-dip galvanizing," *ISIJ Int.*, vol. 46, no. 4, pp. 573–578, 2006, doi: 10.2355/isijinternational.46.573.
- [47] A. Sepideh, "Experimental Investigation of Air-Knife Geometry in Continuous Hot-Dip Galvanizing," McMaster University, 2013.
- [48] Silvent.com, "Boquilla de aire para soplado con aire comprimido silencioso y eficiente." <https://www.silvent.com/es/por-que-silvent/como-funcionan-nuestros-productos/boquilla-de-aire-para-soplado-con-aire-comprimido-silencioso-y-eficiente> (17/03/2021).
- [49] Spraying Systems Co., "Vacuroll Drying System." https://www.spray.es/Literature_PDFs/B673B_VacuRoll_System.pdf (15/04/2021).
- [50] UVB Technik, "SZ - Wiping equipment." <http://www.uvbtechnik.cz/en/wiping-equipment>.
- [51] J. M. Fernández, *Técnicas numéricas en ingeniería de Fluidos - Introducción a la*

- dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de los volúmenes finitos.* Barcelona: Editorial Reverte, 2012.
- [52] ANSYS, “Fluent User’s Guide 12.0.” 2011, doi: 10.1111/j.1600-0447.2011.01711.x.
- [53] A. Gosset, P. Rambaud, L. Castellano, M. Dubois, and J. M. Buchlin, “Modeling of gas-jet wiping at small standoff distances,” *Sixth Eur. Coat. Symp.*, 2005.
- [54] ANSYS, “ANSYS User’s Guide 17.” 2017.
- [55] C. Pfeiler, M. Mataln, A. Kharicha, C. K. Riener, and G. Angeli, “Importance of the Zinc Film Modeling for Gas Jet Wiping Simulations,” no. April, pp. 1–15, 2015.
- [56] AENOR, “UNE-EN ISO 5157-1.” 2003.
- [57] J. H. Preston, “The Determination of Turbulent Skin Friction by Means of Pitot Tubes,” *J. R. Aeronaut. Soc.*, vol. 58, no. 518, pp. 109–121, 1954, doi: 10.1017/s0368393100097704.
- [58] J. D. Ackerman, L. Wong, C. R. Ethier, D. G. Allen, and J. K. Spelt, “Preston-static tubes for the measurement of wall shear stress,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 116, no. 3, pp. 645–649, 1994, doi: 10.1115/1.2910326.
- [59] V. C. Patel, “Calibration of the Preston tube and limitations on its use in pressure gradients,” *J. Fluid Mech.*, vol. 23, no. 1, pp. 185–208, 1965, doi: 10.1017/S0022112065001301.
- [60] Lechler, “Multi-channel flat jet nozzles: Series 600.283.42.” https://www.lechler.com/fileadmin/media/kataloge/pdfs/industrie/katalog/EN/06_druckluft/lechler_ainozzles_series_600_283_42.pdf (09/02/2021).
- [61] J. KLINE and F. A. McCLINTOCK, “Describing uncertainties in single-sample experiments,” *Mechanical Engineering*, vol. 75, pp. 3–8, 1953.
- [62] N. Rajaratnam and S. Beltaos, “PLANE TURBULENT IMPINGING JETS,” *J. Hydraul. Res.*, vol. 11:1, pp. 29–59, 1973, doi: 10.1080/00221687309499789.