



**Universidad
Zaragoza**

Trabajo Fin de Máster

**Caracterización experimental y simulación del
flujo de aire generado por un pulverizador
hidroneumático para la aplicación de productos
fitosanitarios en campo, dotado con dos
ventiladores axiales de giro invertido.**

Autor

Mariano Vidal Cortés

Directores

Marco Carrera Alegre

Francisco Javier García Ramos

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Año 2013

INDICE DE CONTENIDOS

	Página
1. Introducción.....	15
2. Objetivos	29
3. Material y métodos	33
3.1. Metodología y plan de trabajo.....	35
3.2. Descripción del problema y herramientas de análisis	36
3.2.1. Descripción del pulverizador hidroneumático.....	36
3.2.2. Anemómetro de hilo caliente.....	41
3.2.3. Anemómetro ultrasónico	42
3.3. Caracterización del flujo generado por los ventiladores del pulverizador hidroneumático.....	46
3.3.1. Medida del caudal de aire aspirado por el ventilador posterior.	46
3.3.2. Medida de las velocidades de impulsión del aire en distintos puntos.	50
3.4. Caracterización del flujo de aire generado por la máquina en su conjunto.	52
3.4.1. Medida de las velocidades de impulsión del aire en el entorno de la máquina.....	53
3.4.2. Medida de la velocidad del aire impulsado en un punto fijo, circulando la máquina a una determinada velocidad.	55
3.5. Simulación del flujo de aire mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD)	57
4. Resultados y discusión.....	63
4.1. Caracterización del flujo generado por los ventiladores del pulverizador hidroneumático.....	65
4.1.1. Medida del caudal de aire aspirado por el ventilador posterior.....	65
4.1.2. Medida de las velocidades de impulsión del aire en distintos puntos.	69
4.2. Caracterización del flujo de aire generado por la máquina en su conjunto.	80
4.2.1. Medida de las velocidades de impulsión del aire en el entorno de la máquina.....	80
4.2.2. Medida de la velocidad del aire impulsado en un punto fijo, circulando la máquina a una determinada velocidad.	94
4.3. Simulación del flujo de aire mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD)	100
5. Conclusiones.....	107
6. Propuestas de trabajos futuros.....	113
7. Bibliografía	117

INDICE DE TABLAS

	Página
Tabla 1. Características técnicas del atomizador de doble ventilador analizado.....	39
Tabla 2. Características técnicas de la sonda de hilo caliente utilizada	42
Tabla 3. Características técnicas del anemómetro ultrasónico Gill WindMaster.....	45
Tabla 4. Valores de los parámetros de ensayo	48
Tabla 5. Datos sobre los 5 anillos centroidales de la sección del tubo de medida.	49
Tabla 6. Variables que afectan a las medidas realizadas en el ensayo estático.....	55
Tabla 7. Variables que afectan a las medidas realizadas en el ensayo dinámico.....	57
Tabla 8. Parámetros de aspiración del aire	61
Tabla 9. Datos obtenidos con el anemómetro de hilo caliente Testo en la posición P1 (figura 12).....	65
Tabla 10. Datos obtenidos con el anemómetro de hilo caliente Testo en la posición P2 (figura 12)	66
Tabla 11. Datos obtenidos con el anemómetro de hilo caliente Testo en la posición P3 (figura 12).	67
Tabla 12. Velocidad media en cada círculo centroidal para las diferentes configuraciones del ventilador.	67
Tabla 13. Caudal aspirado en cada círculo centroidal y caudal aspirado total para cada configuración del ventilador expresado en (m ³ /s)	68
Tabla 14. Caudal aspirado en cada círculo centroidal y caudal aspirado total para cada configuración del ventilador expresado en (m ³ /hora)	69
Tabla 15. Datos obtenidos con el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster en las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).	70
Tabla 16. Velocidades resultantes y media y desviación de éstas para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).	71
Tabla 17. Ángulo θ y media y desviación de éstos para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).	73
Tabla 18. Ángulo ϕ , media y desviación de éstos para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 13).....	74

INDICE DE TABLAS (continuación)

	Página
Tabla 19. Datos obtenidos con el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster en las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).	76
Tabla 20. Velocidades resultantes y media y desviación de éstas para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).	77
Tabla 21. Ángulo θ y media y desviación de éstos para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).	78
Tabla 22. Ángulo ϕ , media y desviación de éstos para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).....	79
Tabla 23. Análisis de varianza en el ensayo estático	81
Tabla 24. Test de Tukey: Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Ventiladores en funcionamiento y configuración de los álabes del ventilador.	84
Tabla 25. Test de Tukey: Ventilador Trasero. Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Configuración del ventilador y sección.	88
Tabla 26. Test de Tukey: Ventilador Trasero + Delantero. Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Configuración del ventilador y sección.	89
Tabla 27. Test de Tukey: Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Ventiladores en funcionamiento, distancias al eje del atomizador y lado.....	90
Tabla 28. Análisis de varianza en el ensayo estático	95
Tabla 29. Test de Tukey: Altura: 2 m. Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Ventiladores en funcionamiento.....	97
Tabla 30. Velocidades experimentales y simuladas, con sus errores.....	102
Tabla 31. Coeficientes R y R ² para distinto ancho de calle (3, 5 y 7 m) y altura (hasta 2, 3 y 4 m).	104

INDICE DE GRÁFICOS

	Página
Gráfico 1. Perfil de velocidades en el conducto de aspiración para la configuración 3	68
Gráfico 2. Caudal de aspiración total (m ³ /hora) en las diferentes configuraciones del ventilador.....	69

INDICE DE FOTOGRAFÍAS

	Página
Fotografía 1. Pulverizador hidroneumático con un ventilador axial posterior.	21
Fotografía 2. Pulverizador hidroneumático GARMELET con dos ventiladores axiales con giro invertido.	26
Fotografía 3. Pulverizador hidroneumático de doble ventilador analizado.	38
Fotografía 4. Ventilador posterior del atomizador analizado.	38
Fotografía 5. Embrague de accionamiento del ventilador	409
Fotografía 6. Anemómetro de hilo caliente Testo	41
Fotografía 7. Anemómetro ultrasónico WindMaster.....	43
Fotografía 8. Realización de las medidas durante un ensayo.....	44
Fotografía 9. Medida de la velocidad del aire mediante el anemómetro de hilo caliente (Testo).	48
Fotografía 10. Fotografía de la toma de datos durante el ensayo a una altura de 4 m.	53
Fotografía 11. Toma de datos realizada con el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster durante la pasada del tractor a una altura de 1 m.	56
Fotografía 12. Arriba: Virola, vista frontal y lateral; Abajo: ángulo de calado de los álabes del ventilador.....	58

INDICE DE FIGURAS

	Página
Figura 1. Esquema básico de funcionamiento de un pulverizador hidroneumático.	19
Figura 2. Caudales de diferentes boquillas de pulverización a distintas presiones.	19
Figura 3. Expresiones utilizadas para la regulación de la máquina, parámetros de trabajo.	21
Figura 4. Pulverizadores hidroneumáticos	23
Figura 5. Modelización del flujo de aire generado por un ventilador de un pulverizador hidroneumático.	24
Figura 6. Mapa de velocidades de viento correspondiente al plano de localización del ventilador de un pulverizador hidroneumático.	24
Figura 7. Esquema de un pulverizador hidroneumático con doble ventilador.	36
Figura 8. Esquema de un pulverizador hidroneumático con ventilador axial posterior.	36
Figura 9. Dimensiones del Anemómetro ultrasónico Gill WindMaster	44
Figura 10. Definición de los ejes	46
Figura 11. Montaje para determinar el caudal de aspiración	47
Figura 12. Puntos de medida de la velocidad del aire en aspiración, correspondientes a la sección de medida	47
Figura 13. Puntos de medida de la velocidad del aire.	50
Figura 14. Esquema de la posición y altura en la que se realiza la toma de datos.	51
Figura 15. Orientación del anemómetro respecto a la máquina	51
Figura 16. Desplazamiento del anemómetro durante la toma de datos en la sección de salida de aire	52
Figura 17. Esquema de las dieciocho posiciones de medida en el ensayo. Distancias en metros.	54
Figura 18. Esquema del punto de medida donde se realiza la toma de datos.	56
Figura 19. Elementos modelados del ventilador. Cotas en mm, sin escala	58
Figura 20. Diagrama de velocidades del aire	61
Figura 21. Coordenadas en el espacio R3	72
Figura 22. Gráfico que muestra la distribución de la velocidad del aire (ρ) y la dirección del flujo de aire (θ) en las distintas alturas para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).	75

INDICE DE FIGURAS (continuación)

Página

Figura 23. Gráfico que muestra la distribución de la velocidad del aire (ρ) y la dirección del flujo de aire (θ) en las distintas alturas para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 8).	80
Figura 24. Gráfico de comparación de la velocidad en función de la configuración del ventilador y los ventiladores que están en funcionamiento en las diferentes secciones.	83
Figura 25. Gráfico que muestra la igualdad de la velocidad en las diferentes secciones(A, B y C) en el caso de estar en funcionamiento el ventilador trasero (T) y en el caso de estar en funcionamiento los dos ventiladores (T+D) utilizando una configuración del ventilador en posición de los álabes: 3 y 4,5.....	85
Figura 26. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad según los ventiladores en funcionamiento (Trasero: T y Trasero + Delantero: T+D) para las diferentes posiciones de medidas (sección y distancia).....	86
Figura 27. Gráfico para la comparación de la velocidad en la sección B en las distintas alturas en función de los ventiladores en funcionamiento (Trasero: T y Trasero + Delantero: T+D) y de la configuración del ventilador (1,5; 3; 4,5).....	87
Figura 28. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones a una distancia de 3,5 m en el lado derecho.....	91
Figura 29. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones a una distancia de 3,5 m en el lado izquierdo.	91
Figura 30. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones así como el factor simetría para la posición de álabes 3.0 en el caso de activar sólo el ventilador trasero.....	92
Figura 31. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones así como el factor simetría para la posición de álabes 3.0 en el caso de activar sólo los ventiladores trasero y delantero simultáneamente.	93
Figura 32. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en la sección C estando los álabes en la posición 4,5.	94
Figura 33. Gráfico de comparación de la velocidad en función de la altura de medida y de los ventiladores que están en funcionamiento (Trasero: T; Trasero + Delantero: T+D).....	96

Figura 34. Gráfico de comparación de la velocidad en función de los ventiladores que están en funcionamiento (Trasero: T; Trasero + Delantero: T+D) y de la altura de medida.	97
Figura 35. Tiempo medio real de medida en el caso de estar en funcionamiento sólo el ventilador trasero y en el caso de estar en funcionamiento tanto el ventilador trasero como el delantero para cada una de las alturas del ensayo.....	98
Figura 36. Gráfico que muestra la velocidad máxima para las diferentes alturas para el caso de tener en funcionamiento el ventilador Trasero (T) y en el caso de estar en funcionamiento tanto el ventilador Trasero como el Delantero (T+D).	99
Figura 37. Distribución de velocidades a izquierdas y derechas de la máquina, A: sin rotación, B: con velocidad de rotación 164 rad/s.	100
Figura 38. Diagramas de velocidades experimental (izquierda), analítica(derecha)	101
Figura 39. Puntos (27) donde se han obtenido las velocidades en la simulación.....	101
Figura 40. Posiciones de medida para la simulación.....	102
Figura 41. Comparación gráfica de los valores de las velocidades experimentales y analíticas.....	103
Figura 42. Variación de los coeficientes R y R2 en función del ancho de calle y altura.	105

INTRODUCCIÓN

1. Introducción.

En la agricultura actual es una práctica habitual el uso de productos fitosanitarios para proteger a los cultivos frente al ataque de hongos, insectos y malas hierbas. El objeto de la aplicación de estos productos no es otro que obtener un producto vegetal más sano, a la vez que aumentar la producción por unidad de superficie cultivada. Para conseguir un tratamiento exitoso, además de elegir el producto adecuado, es necesario garantizar que éste llegue de forma óptima al objetivo buscado (hojas, frutos, insectos, etc.). Esto significa que debe alcanzar todas las zonas del vegetal afectadas por la plaga a combatir, en todas ellas con la misma uniformidad y en la concentración adecuada. Para ello, el método de aplicación debe ser el adecuado y esto implica la mecanización de este trabajo mediante la utilización de una máquina específica y correctamente regulada: el equipo de aplicación de productos fitosanitarios.

La máquina de aplicación, por lo tanto, es un elemento fundamental, en primer lugar para garantizar que el tratamiento sea exitoso y, en segundo lugar, y dado que el producto que se aplica es para combatir, normalmente matar, hongos, insectos o vegetales, y por lo tanto un veneno, para garantizar que no se produzca contaminación medioambiental por deposición inadecuada del producto aplicado. Esta deposición inadecuada de producto puede ser en zonas del propio vegetal que no deben ser tratadas, en otros vegetales próximos, en el terreno, en cauces de agua próximos, o en forma de producto evaporado a la atmósfera, siendo denominada esta deposición fuera del lugar adecuado como deriva.

Dada la gran variedad de cultivos vegetales productivos, para cada grupo de ellos se utilizan equipos de aplicación específicos, así, si el producto a aplicar es en estado líquido, para la aplicación de fitosanitarios en cultivos herbáceos (cultivos bajos) se utilizan pulverizadores hidráulicos de barra, para los cultivos arbóreos se utilizan pulverizadores hidroneumáticos o pulverizadores neumáticos. Si el producto a aplicar se encuentra en estado sólido, se utilizan espolvoreadores o distribuidores de micro gránulos, siempre por medio terrestre. En ocasiones específicas o lugares donde el acceso por tierra es dificultoso se utilizan equipos de pulverización aérea (aeronaves o helicópteros).

Dentro de los diferentes equipos utilizados para la protección de cultivos, en este trabajo nos centraremos en aquellos que se utilizan de forma mayoritaria en plantaciones

arbóreas: los pulverizadores hidroneumáticos (conocidos comúnmente como atomizadores).

Los pulverizadores hidroneumáticos son máquinas (en su mayoría arrastradas por un tractor agrícola) equipadas con un depósito donde el producto fitosanitario se disuelve en agua. La capacidad de dicho depósito depende de los modelos y fabricantes, pero puede oscilar desde los 0.5 m³ hasta los 5 m³, estando fabricado en fibra de vidrio o polietileno. El líquido contenido en este depósito, es aspirado por una bomba de desplazamiento positivo (pistones o membrana) tras ser filtrado, y se impulsa por una parte al circuito, donde se regula el caudal que se va a aplicar, retornando al depósito el sobrante. Por otra parte, la impulsión también se realiza hacia el interior del depósito, con la finalidad de crear en el seno del líquido aquí contenido, movimiento suficiente para que la concentración de producto fitosanitario en el agua sea lo más homogénea posible en el espacio y en el tiempo.

El líquido, a la presión (entre 0,8 y 2,0 MPa) indirectamente establecida por el caudal aplicado, atraviesa los elementos que dividen la vena líquida en gotas de tamaño reducido (diámetros de 100 a 500 µm) llamados boquillas de pulverización. Estas boquillas de pulverización forman un haz de gotas con geometrías determinadas (abanico, cono hueco, cono lleno, banda) y con tecnologías diferentes, así como el material de fabricación, que en las de mayor calidad es material cerámico. Las gotitas son formadas en el seno de una corriente de aire, generada por un ventilador que lleva incorporado la propia máquina, (generalmente ventilador axial de 700 a 1200 mm. de diámetro), que las transporta al objetivo (árbol). Son también llamados pulverizadores de chorro transportado, pues el producto, formando gran cantidad de gotas es transportado hasta el árbol por la corriente de aire. Su esquema básico de funcionamiento se puede apreciar en la figura 1.

El accionamiento de los elementos dotados de movimiento propio (bomba y ventilador) es comunicado desde el llamado árbol de toma de fuerza del tractor. Dicho eje está diseñado para transmitir el par correspondiente a la potencia del motor del tractor girando a 56,5 rad/s (540 rpm). Mientras que la bomba se acciona directamente desde este eje, el ventilador se mueve a través de una caja de cambios, normalmente con dos relaciones de transmisión y punto muerto, que multiplica la velocidad de giro en relaciones de hasta 4,5/1.

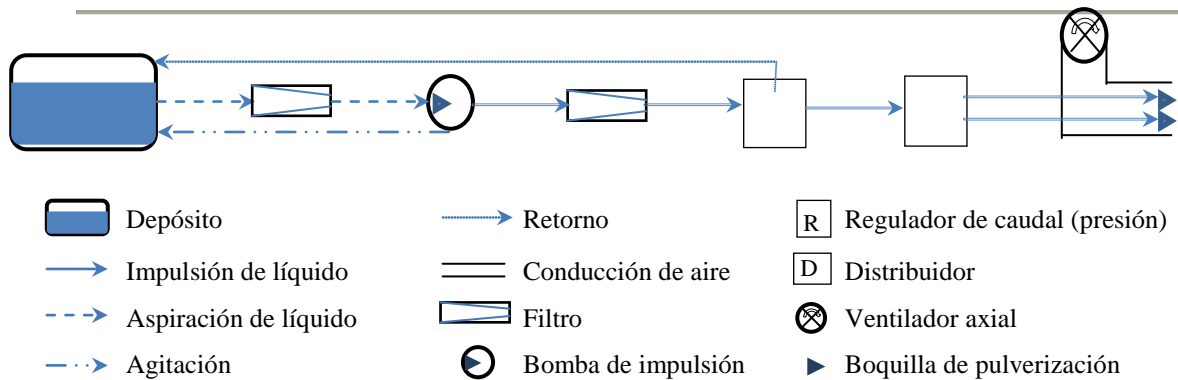


Figura 1. Esquema básico de funcionamiento de un pulverizador hidroneumático.

Los pulverizadores deben ser regulados correctamente para que el tratamiento realizado sobre el cultivo sea lo más efectivo posible. En este sentido, existen cinco parámetros que pueden ser configurados en la máquina: el tipo de boquilla, la presión del fluido, la velocidad de avance de la máquina, el flujo de aire generado por el ventilador y la orientación de las boquillas. La combinación de algunos de estos parámetros condiciona la dosis aplicada que debe ser determinada con exactitud puesto que la calidad del tratamiento es función de la misma.

El volumen aplicado por unidad de superficie (l/ha) es función de la anchura de trabajo, de la velocidad de avance (km/h) y del caudal de líquido vertido por las boquillas (l/min).

Este caudal depende de la presión de trabajo y del tipo y tamaño de boquilla, como se puede apreciar en la tabla de caudales suministrada por un fabricante en la figura 2.


COLOR	Codigo ISO		(bar)	l/mn	LITROS POR HECTÁREA								
					DISTANCIA ENTRE LAS BOQUILLAS : 50 CM								
					6 km/h	7 km/h	8 km/h	9 km/h	10 km/h	12 km/h	14 km/h	16 km/h	18 km/h
VERDE	CVI 110015	80 Mesh	1,5	0,42	84	72	63	56	50	42	36	32	28
			2	0,49	98	84	74	65	59	49	42	37	33
			2,5	0,54	108	93	81	72	65	54	46	41	36
			3	0,60	120	103	90	80	72	60	51	45	40
AMARILLA	CVI 11002	80 Mesh	1,5	0,57	114	98	86	76	68	57	49	43	38
			2	0,66	132	113	99	88	79	66	57	50	44
			2,5	0,73	146	125	110	97	88	73	63	55	49
			3	0,80	160	137	120	107	96	80	69	60	53
LILA	CVI 110025	50 Mesh	1,5	0,71	142	122	107	95	85	71	61	53	47
			2	0,82	164	141	123	109	98	82	70	62	55
			2,5	0,91	182	156	137	121	109	91	78	68	61
			3	1,00	200	171	150	133	120	100	86	75	67

Figura 2. Caudales de diferentes boquillas de pulverización a distintas presiones.

La dosis aplicada debe de estar en concordancia con la densidad foliar, es decir, depende del volumen de vegetación por unidad de superficie cultivada y del índice de volumen o recubrimiento.

Además de fijar la dosis y por lo tanto el caudal de líquido que sale de la máquina, es necesario fijar el caudal de aire necesario para transportar las gotas hasta el objetivo y crear en las hojas del mismo el movimiento suficiente para facilitar la penetración del producto al centro del árbol. Este caudal de aire viene fijado por la expresión que se indica en la figura 3, así como los parámetros de tratamiento comentados anteriormente.

SÍMBOLO	CONCEPTO	UNIDADES
L	Distancia entre pasadas	m
v	Velocidad	Km/h
Q	Caudal de máquina	L/min
q	Caudal boquilla	L/min
M	Volumen de producto	L
C	Capacidad de depósito	L
d	Dosis de producto	L/ha
V	Dosis de aplicación	L/ha
N	Nº de boquillas	
S	Superficie tratada	ha/h
P	Presión de trabajo	bar
Qaire	Caudal de aire	m ³ /h
h	Altura de árbol	m
Ce	Coef. de expansión	2,5-3,5
V _v	Vol. de veg.	m ³ /ha
a _v	Anchura de veg.	m
i	Índice de volumen	L/m ³
a	Anchura de calle	m

$$S\left(\frac{\text{ha}}{\text{h}}\right) = \frac{L(\text{m})v(\text{km/h})}{10}$$

$$Q_{\text{aire}}\left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) = \frac{L(\text{m})h(\text{m})v\left(\frac{\text{km}}{\text{h}}\right)1000}{C_e}$$

$$Q\left(\frac{\text{l}}{\text{min}}\right) = N \cdot q\left(\frac{\text{l}}{\text{min}}\right)$$

$$V\left(\frac{\text{l}}{\text{ha}}\right) = \frac{V_v\left(\frac{\text{m}^3}{\text{ha}}\right)i\left(\frac{\text{l}}{\text{m}^3}\right)}{1000}$$

$$V\left(\frac{\text{l}}{\text{ha}}\right) = \frac{60 \cdot Q(\text{l/min})}{S(\text{ha/h})}$$

$$V_v\left(\frac{\text{m}^3}{\text{ha}}\right) = \frac{a_v(\text{m})h(\text{m})1000}{a(\text{m})}$$

$$M(\text{l}) = \frac{C(\text{l})d(\text{l/ha})}{V(\text{l/ha})}$$

Figura 3. Expresiones utilizadas para la regulación de la máquina, parámetros de trabajo

Tanto las boquillas como el ventilador se encuentran en la parte posterior de la máquina, de forma que el operario, se encuentra en la posición más alejada posible del producto aplicado. La fotografía 1 muestra una imagen de este tipo de máquina.



Fotografía 1. Pulverizador hidroneumático con un ventilador axial posterior.

Analizando el flujo de aire del ventilador, hay que tener en cuenta que constituye el medio de transporte que garantiza que el producto pulverizado alcance su objetivo, que no es otro que las hojas y ramas del árbol. El flujo de aire del ventilador influye en la capacidad de penetración en el árbol del producto aplicado (Svensson et al., 2002, Cross et al., 2003) sobre todo en capas interiores situadas a más de 1,5 m del perímetro externo (Farooq y Salyani, 2002). La capacidad de penetración del producto en el cultivo se ve dificultada por el volumen de vegetación existente. Se ha demostrado que la densidad del follaje de la plantación tiene grandes efectos sobre los depósitos obtenidos sobre él y su eficacia (Cross et al., 2001).

En este aspecto hay que considerar la gran variedad de marcos de plantación y densidades vegetales que presentan los árboles frutales. Es fácil pensar en la diferencia de masa vegetal de un árbol de hoja caduca tras la poda y el mismo árbol en pleno periodo de formación y recolección de fruto. Y lo mismo ocurre cuando comparamos dos plantaciones arbóreas de la misma variedad con distinta formación (vaso o palmeta) o plantaciones de distintas variedades (naranja-almendro), o plantaciones de distintas edades.

Por lo tanto, el aire generado por el ventilador debe ser capaz de hacer llegar las gotas a las zonas más difíciles del árbol considerando las peores condiciones de trabajo que son aquellas asociadas a plantaciones frutales ya implantadas y con alto volumen de vegetación. Para facilitar la entrada del aire en el cultivo se utilizan sistemas deflectores a la salida de los ventiladores con el objetivo de dirigir lo mejor posible el aire a las zonas donde es necesario aplicar el producto.

La mayoría de los pulverizadores hidroneumáticos comercializados disponen un ventilador en su parte posterior. Ello supone que el flujo de aire generado a ambos lados de la máquina no sea simétrico, y por lo tanto el tratamiento efectuado a ambos lados tampoco lo será y en consecuencia, y por lo menos, debido al equipo, no se puede asegurar la misma calidad de tratamiento en todos los árboles. Para solventar este inconveniente, durante los últimos años, algunos fabricantes de equipos han optado por utilizar dos ventiladores en sus pulverizadores hidroneumáticos dispuestos con diferentes diseños (dos ventiladores colocados en paralelo detrás del depósito, dos ventiladores colocados en serie detrás del depósito, un ventilador colocado delante del depósito y otro detrás, etc.). De esta forma, se pretende que el flujo de aire generado presente simetría a derechas e izquierdas de la máquina, además, en algunos casos la interacción de los flujos de aire generados por los dos ventiladores facilita la penetración del producto pulverizado en el cultivo al producir un régimen de aire turbulento. En este sentido, la posibilidad de utilizar dos ventiladores podría tener un efecto positivo (García-Ramos et al., 2009).

En la figura 4 se pueden observar distintas disposiciones de ventiladores en pulverizadores hidroneumáticos arrastrados por tractor agrícola.

Para el caso concreto de los pulverizadores hidroneumáticos, es posible caracterizar el flujo de aire generado por los ventiladores utilizando anemómetros de alta precisión como ya se ha hecho en otros trabajos (Van Wagenberg et al., 2003; Ledeau et al., 2011). En

base a esta información se puede modelizar (figura 5) dicho flujo utilizando software específico.

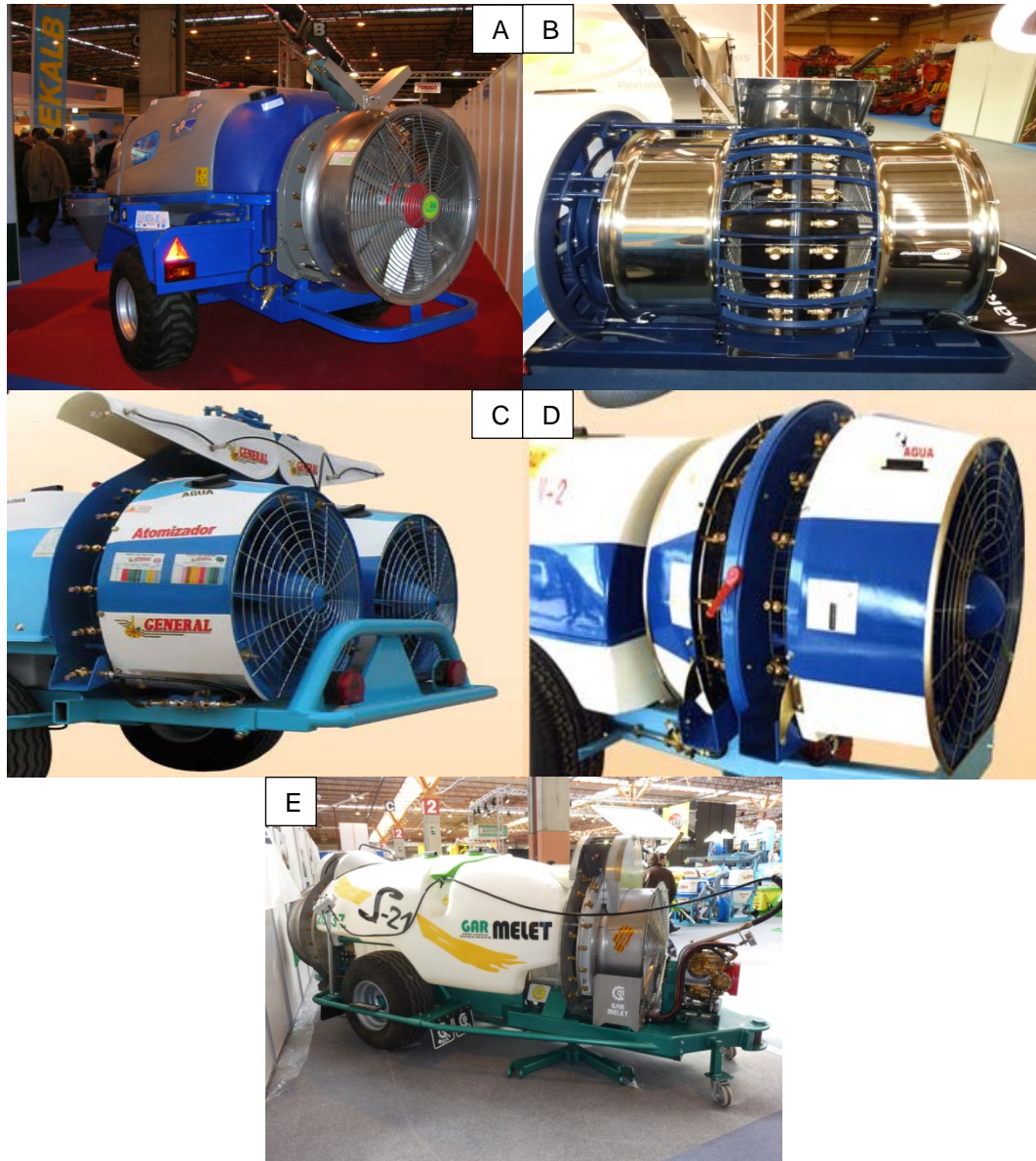


Figura 4. Pulverizadores hidroneumáticos con: A un ventilador posterior; B dos ventiladores enfrentados, arco de boquillas oscilante; C dos ventiladores en paralelo; D dos ventiladores enfrentados, arco de boquillas fijo; E dos ventiladores de giro invertido, posterior y anterior.

De este modo se puede generar, para una máquina concreta, el mapa de velocidades de viento (figura 6) para las diferentes regulaciones del ventilador:

- Régimen de giro.
- Posición de los álabes (ángulo de ataque).

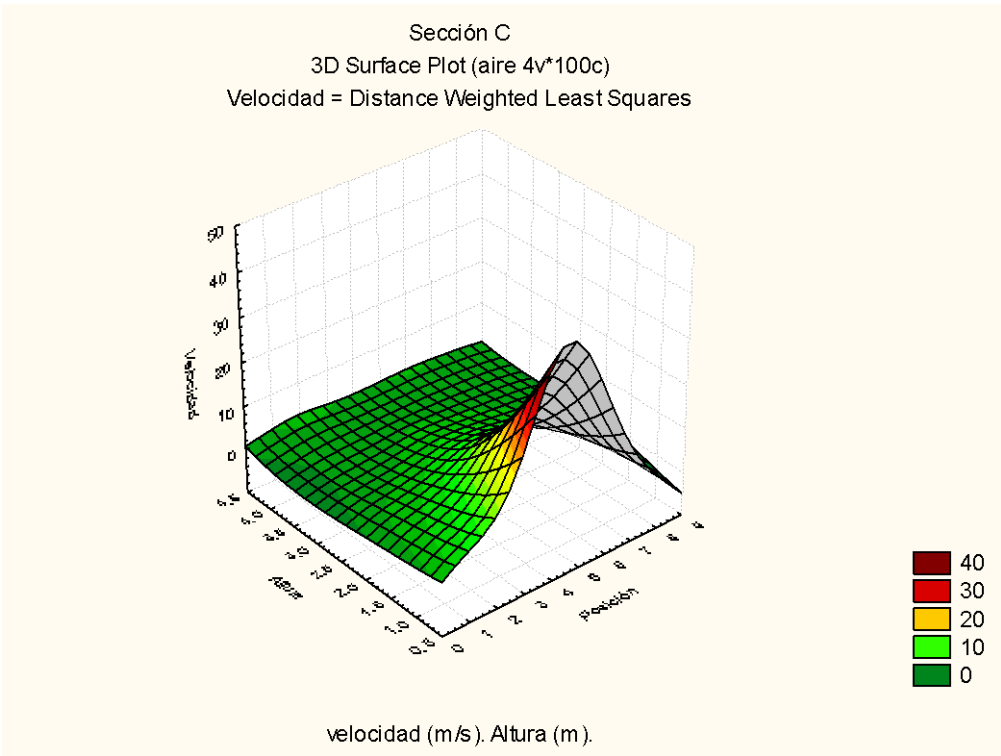


Figura 5. Modelización del flujo de aire generado por un ventilador de un pulverizador hidroneumático.

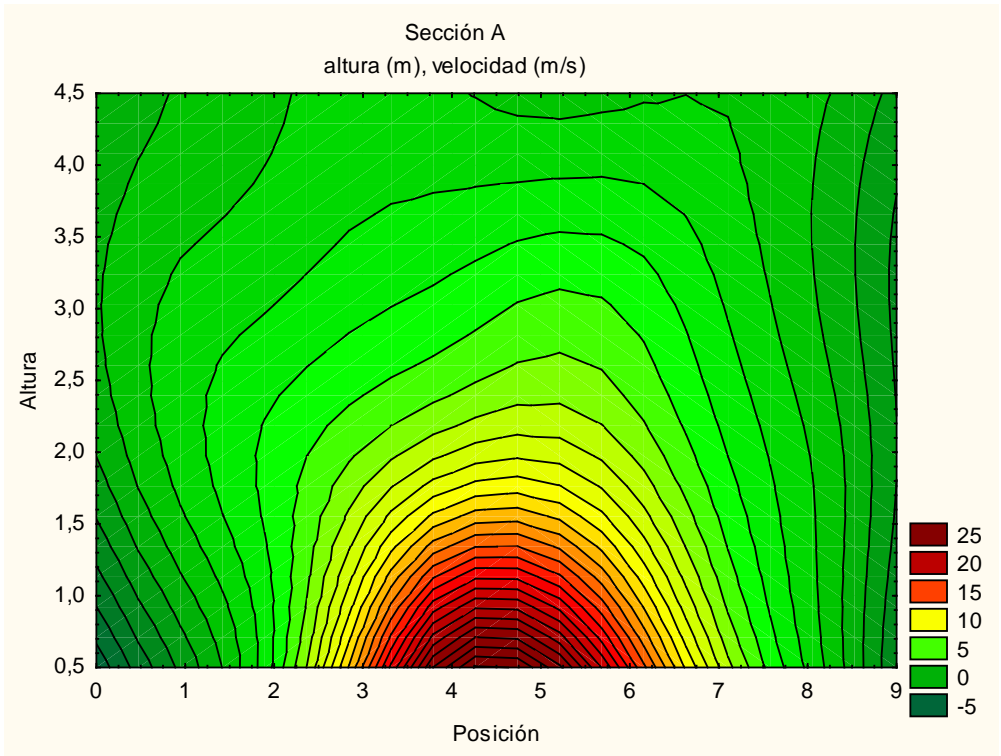


Figura 6. Mapa de velocidades de viento correspondiente al plano de localización del ventilador de un pulverizador hidroneumático.

La velocidad de salida del aire del atomizador no es la misma según la posición donde se mida ya que ésta va disminuyendo al alejarse el flujo de aire de la salida del ventilador (Endalew et al., 2010a). Debido a este hecho y, considerando que existen plantaciones frutales muy diferenciadas en cuanto al marco de plantación y a la altura y fisionomía de los frutales, en los ensayos realizados se simula esta variación de las situaciones en las diferentes plantaciones existentes midiendo a diferentes alturas, secciones y distancias del eje de la máquina (De Moor et al., 2000; Endalew et al., 2010c) para observar cómo se comporta el flujo de aire, tanto en estático como en dinámico.

Además, se ha de variar la configuración de los álabes de los ventiladores (Svensson et al., 2003) para estudiar los diferentes tipos de regulación relacionados con el caudal de aire aportado por la máquina.

Junto con los ensayos estáticos se pueden realizar ensayos dinámicos con la máquina en movimiento para caracterizar el flujo de aire generado en el entorno de la máquina en situaciones de trabajo en campo (Svensson et al., 2003).

Los conocimientos científico-técnicos existentes hasta la actualidad reflejan la gran influencia de la regulación de la máquina y de las características del cultivo en la calidad del tratamiento fitosanitario. En este trabajo fin de Máster se pretende avanzar en este sentido, analizando una mejora técnica en la aplicación de productos fitosanitarios con pulverizadores hidroneumáticos. Este avance consiste en la evaluación de un pulverizador hidroneumático equipado con dos ventiladores axiales de giro invertido (fotografía 2), uno situado en la parte trasera del depósito (como las máquinas estándar existentes en la actualidad) y otro situado en la parte delantera.

Este nuevo ventilador es una novedad con relación a las máquinas comercializadas en la actualidad. Ambos ventiladores giran en sentidos contrarios para garantizar una distribución uniforme del producto a aplicar.



Fotografía 2. Pulverizador hidroneumático GARMELET con dos ventiladores axiales con giro invertido.

Este equipo ha sido desarrollado por la empresa GARMELET S.L. ubicada en Zaidín (Huesca), y actualmente se comercializa con éxito. Se han realizado algunos ensayos iniciales de funcionamiento del prototipo en campo que muestran las ventajas de esta técnica (García-Ramos et al., 2009) frente a los sistemas tradicionales de un único ventilador trasero.

La medida de parámetros de trabajo de los equipos de aplicación de productos fitosanitarios (velocidad de aire, penetración del producto en el cultivo, deposición de producto real, deriva, etc.) requiere el desarrollo de técnicas experimentales costosas que demandan un elevado consumo de tiempo y mano de obra, sobre todo en ensayos en campo. En este sentido, durante los últimos años, se han desarrollado modelos de predicción mediante la técnica CFD que permiten la simulación de numerosos diseños de equipos y de diferentes condiciones de trabajo y regulaciones (Dekeyser et al., 2013). Esta técnica ha sido aplicada con éxito a diferentes tipos de equipos como pulverizadores de barra para cultivos bajos (Baetens et al., 2009), pulverizadores para equipos en aeronaves (Ryan et al., 2012), pulverizadores tipo túnel para frutales (Molari et al., 2005) y, en mayor medida, en atomizadores para cultivos arbóreos (Farooq and Salyani, 2004; Teske et al., 2011). Dicha técnica también ha sido utilizada para otro tipo de análisis relacionados con los equipos de aplicación de fitosanitarios, como por ejemplo para el estudio del sistema de agitación del producto en el tanque (Ucar et al., 2001).

Las herramientas CFD, comenzaron a utilizarse con modelos 2D y actualmente se ha demostrado la idoneidad de utilizar modelos 3D debido a su mejor ajuste con la realidad (Delele et al., 2004). Estas técnicas permiten determinar la variación de la velocidad de

aire con la distancia y con la altura tanto en situaciones de trabajo estático como dinámico (Delele et al., 2005).

El nivel de error de los modelos simulados frente a los datos empíricos es variable en función de los trabajos consultados. En este sentido, Delele et al., (2005) obtuvieron niveles de error en ensayos estáticos del 25% a distancias de 1,75 m de la máquina y demostraron como el error obtenido aumentaba con la velocidad de avance de la máquina. Endalew et al., (2010c) obtuvieron errores menores al 20% en el 95% de las medidas realizadas en tres atomizadores con velocidades de avance de 7,1 km/h, con valores medios de los errores inferiores al 11%.

Los primeros trabajos CFD se centraron en analizar el flujo de aire generado por los equipos sin tener en cuenta al cultivo, sin embargo, actualmente se ha ido avanzando en el estudio de la interacción de dicho flujo con el cultivo (Endalew et al., 2010a) e incluso la influencia en los modelos de parámetros ambientales como la velocidad del viento (Endalew et al., 2010b).

OBJETIVOS

2. Objetivos.

Los objetivos generales planteados en este trabajo son:

1. Caracterizar experimentalmente el flujo de aire generado por un pulverizador hidroneumático, el cual está equipado con dos ventiladores que giran en sentido inverso: uno ubicado en la parte anterior del depósito y otro en la parte posterior de éste.

Este objetivo general se conseguirá mediante el planteamiento de 4 objetivos específicos:

- a) Obtención experimental del caudal de aire aspirado por el ventilador posterior según metodología aportada por ISO 9898:2000.
 - b) Obtención experimental de la velocidad (módulo y dirección) del aire impulsado por los ventiladores según metodología aportada por ISO 9898:2000.
 - c) Caracterizar el flujo de aire generado por la máquina (trabajando en estático) en su conjunto, en el volumen de alcance de la misma (21 m^2 en planta por 4 m en altura).
 - d) Caracterizar el flujo de aire generado por la máquina en condiciones de trabajo en campo, es decir dotando a la máquina de una determinada velocidad de avance.
2. Analizar las diferencias entre el flujo generado por un pulverizador hidroneumático tradicional, equipado con un único ventilador trasero, y el flujo generado por el pulverizador hidroneumático equipado con doble ventilador.
 3. Relacionar la velocidad del flujo de aire, simulado numéricamente mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD), con los valores obtenidos en las mediciones experimentales.

MATERIAL Y MÉTODOS

3. Material y métodos.

3.1. Metodología y plan de trabajo.

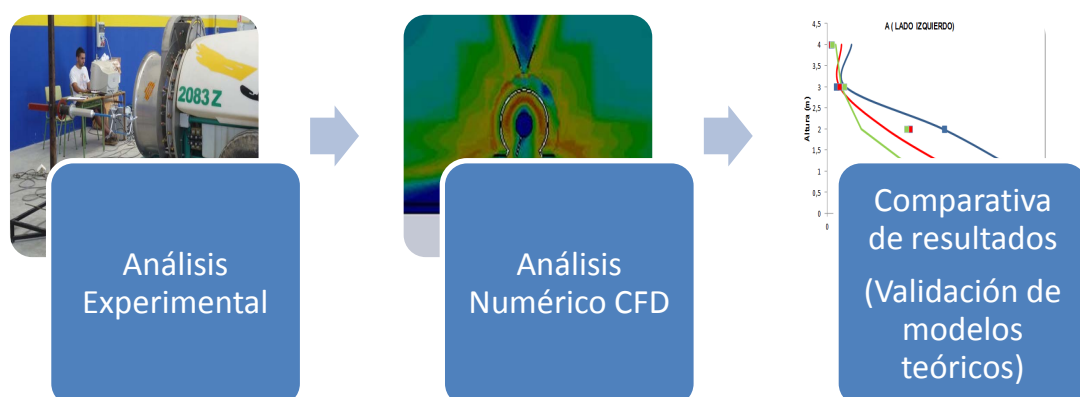
La evaluación del equipo objeto de este trabajo será llevada a cabo en dos fases mediante la combinación de técnicas de análisis experimental y numéricas (simulación CFD).

El trabajo experimental constará de tres tipos de ensayos:

- Ensayos marcados por ISO 9898:2000 de determinación de caudal de aire en aspiración y del vector velocidad en zona de impulsión.
- Ensayo estático de determinación del vector velocidad de aire impulsado en el entorno de la máquina.
- Ensayo dinámico de determinación del vector velocidad de aire generado por la máquina en su conjunto, con la máquina desplazándose a velocidad de trabajo en campo.

En una segunda fase, se simulará mediante técnicas numéricas el flujo de aire generado por el ventilador utilizando herramientas de análisis CFD, cuyos resultados serán comparados con los datos experimentales con el objetivo de validar el desarrollo de modelos CFD como herramienta de trabajo ágil para la toma de decisiones relacionadas con la optimización del diseño y regulaciones del equipo.

El plan de trabajo descrito se representa en el siguiente esquema:



3.2. Descripción del problema y herramientas de análisis.

3.2.1. Descripción del pulverizador hidroneumático

El atomizador a analizar es un equipo que presenta como novedad la instalación de dos ventiladores (figura 7) que giran en sentido inverso, uno situado en la parte anterior de la cuba y otro en la parte posterior. El ventilador trasero gira en sentido contrario a la agujas del reloj cuando la máquina es visualizada desde la parte posterior, siendo el sentido de giro del ventilador delantero contrario al del posterior. Los pulverizadores hidroneumáticos convencionales sólo poseen un ventilador en la parte posterior (figura 8) para generar el flujo de aire.

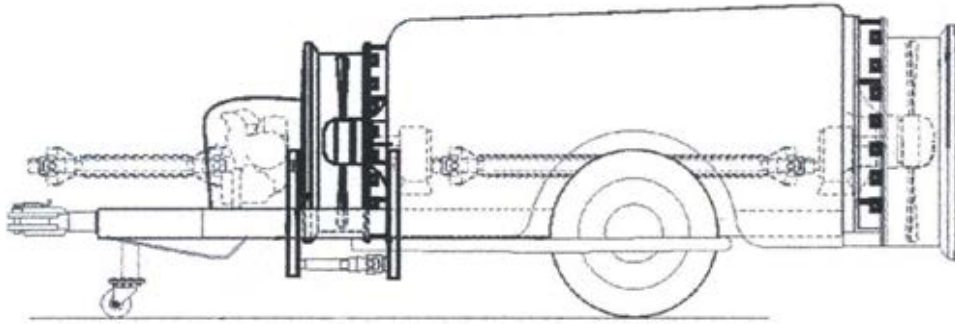


Figura 7. Esquema de un pulverizador hidroneumático con doble ventilador.

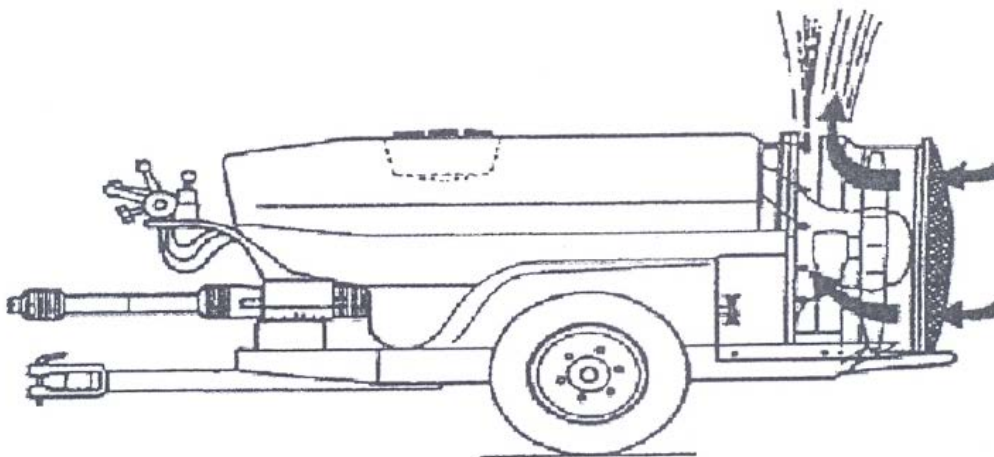


Figura 8. Esquema de un pulverizador hidroneumático con ventilador axial posterior.

Los componentes principales del pulverizador hidroneumático analizado en este trabajo son:

- Depósito de polietileno, que contiene el producto comercial mezclado con el diluyente (agua), resistente y fácil de limpiar, con un sistema de vaciado total, boca de llenado dotada de cierre hermético y sistema de prefiltrado, sistema de compensación de presiones, indicador de nivel, conexiones de los conductos de impulsión, retorno y agitación.
- Filtro de aspiración.
- Bomba de cuatro membranas que aspira el líquido del depósito y lo impulsa hacia el sistema de regulación. Esta bomba es accionada directamente desde el árbol de toma de fuerza del tractor mediante un eje cardánico telescópico.
- Filtro de impulsión.
- Sistema de regulación de presión y caudal constantes (CC). Regulador de presión tipo resorte que indirectamente regula el caudal impulsado hacia las boquillas de pulverización. Este sistema de caudal constante, mantiene esta característica de caudal a cualquier velocidad de desplazamiento de la máquina y para cualquier régimen de giro del eje de accionamiento.
- Manómetro indicador de la presión de trabajo necesario para realizar la regulación
- Sistema de distribución, formado por cuatro válvulas que gobiernan el flujo de líquido hacia cuatro grupos de boquillas de pulverización (sectores).
- Filtro a la entrada de cada sector.
- Boquillas de turbulencia, de material cerámico, que rompen la vena de líquido que llega a ellas en un haz cónico hueco de pequeñas gotas. Estas boquillas van agrupadas en cuatro grupos (sectores): delantero derecho, delantero izquierdo, posterior derecho y posterior izquierdo.
- Conductos flexibles que conducen el líquido entre los dispositivos anteriormente citados.
- Sistema de impulsión de aire formado por dos ventiladores (anterior y posterior), que proporcionan un caudal de aire regulable que mediante los deflectores orientan hacia el cultivo (árbol).
- Sistema de transmisión de la energía a los ventiladores, formado por sendas cajas de cambio convencionales. La correspondiente al ventilador delantero es una caja multiplicadora, con relación de transmisión 3,5:1, y

dos combinaciones, neutro y marcha. La correspondiente al ventilador posterior está diseñada con tres combinaciones (neutro, cortas y largas), que consigue unas multiplicaciones de 3,5:1 en cortas y 4,5:1 en largas.

Éstas y otras características técnicas del pulverizador hidroneumático analizado (fotografía 3) se muestran en la tabla 1.



Fotografía 3. Pulverizador hidroneumático de doble ventilador analizado.



Fotografía 4. Ventilador posterior del atomizador analizado.

Tabla 1. Características técnicas del atomizador de doble ventilador analizado.

Modelo	Pulverizador GARMELET 2083 Z
Fabricante	GARMELET S.L.
Ventilador delantero	Diámetro: 8200 mm Número de marchas: 2 (largas y cortas) Número de posiciones de inclinación de los álabes: 5. Marca: Tifone.
Ventilador trasero	Diámetro: 9200 mm Número de marchas: 2 (largas y cortas) Número de posiciones de inclinación de los álabes: 5. Marca: Tifone.
Bomba	Tipo: BHS-140 de membrana. Número de cuerpos: 4. Caudal máximo: 140 l/min. Presión máxima: 50 bar. Presión recomendada en calderín de aire; 1-4 bar según presión de trabajo.
Depósito	Capacidad nominal: 2000 litros. Capacidad máxima: 2180 litros Material: poliéster. Indicador de nivel: frontal, lateral. Agitador: 3 hidráulicos, 2 delanteros y uno trasero.
Regulación	Mecánica de accionamiento eléctrico
Distribución	Mecánica de accionamiento eléctrico. Número de sectores: 4.
Filtros	Ubicados en boca de carga del depósito, en la aspiración de la bomba, en la impulsión de la misma, y a la entrada a los sectores.
Depósito manos limpias	Sí.
Circuito autolimpieza	Sí.
Boquilla antigoteo	Sí.
Manómetro	Nº de manómetros: 2 Rango: 0-25 bar. 0-100 bar Doble escala: sí. Resolución de la escala: 1 bar. Diámetro: 63 mm - 100 mm
Neumáticos	11.5 / 80 – 15.3
Dimensiones	Ancho: 1750 mm Largo: 4680 mm Alto: 1620 mm
Potencia requerida	18,9 - 92,1 kW. según posición álabes del ventilador.
Altura libre sobre el suelo	410 mm

Las dimensiones de las secciones finales de impulsión del aire son diferentes en cada uno de los ventiladores. A continuación se detallan las medidas de dichas secciones.

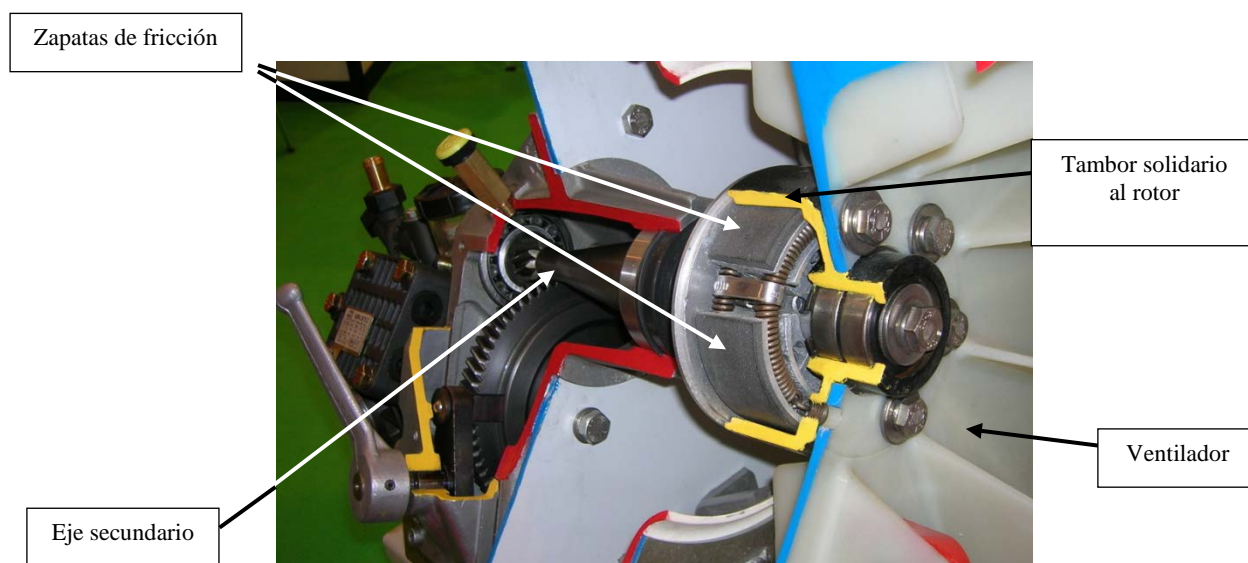
Ventilador delantero:

- Longitud del arco: 2,60 m.
- Anchura: 0,20 m.
- Sección total: 0,52 m².

Ventilador trasero (fotografía 4):

- Longitud del arco: 2,70 m.
- Anchura: 0,21 m.
- Sección total: 0,567 m².

Los ventiladores tanto anterior como posterior están formados por el correspondiente rotor de 12 álabes con ángulo de calado variable desde 32,23° hasta 63,29° dando información de ello una escala de 5 posiciones talladas en el rotor central. Como se puede apreciar en la fotografía 5, el accionamiento del ventilador desde su caja multiplicadora se realiza por medio de un embrague centrífugo de fricción, compuesto por dos zapatas de fricción accionadas por la fuerza centrífuga del giro del eje secundario de la caja de engranajes, que desembragan sobre el tambor solidario al rotor del ventilador, haciéndolo girar a velocidad de régimen desde parado.



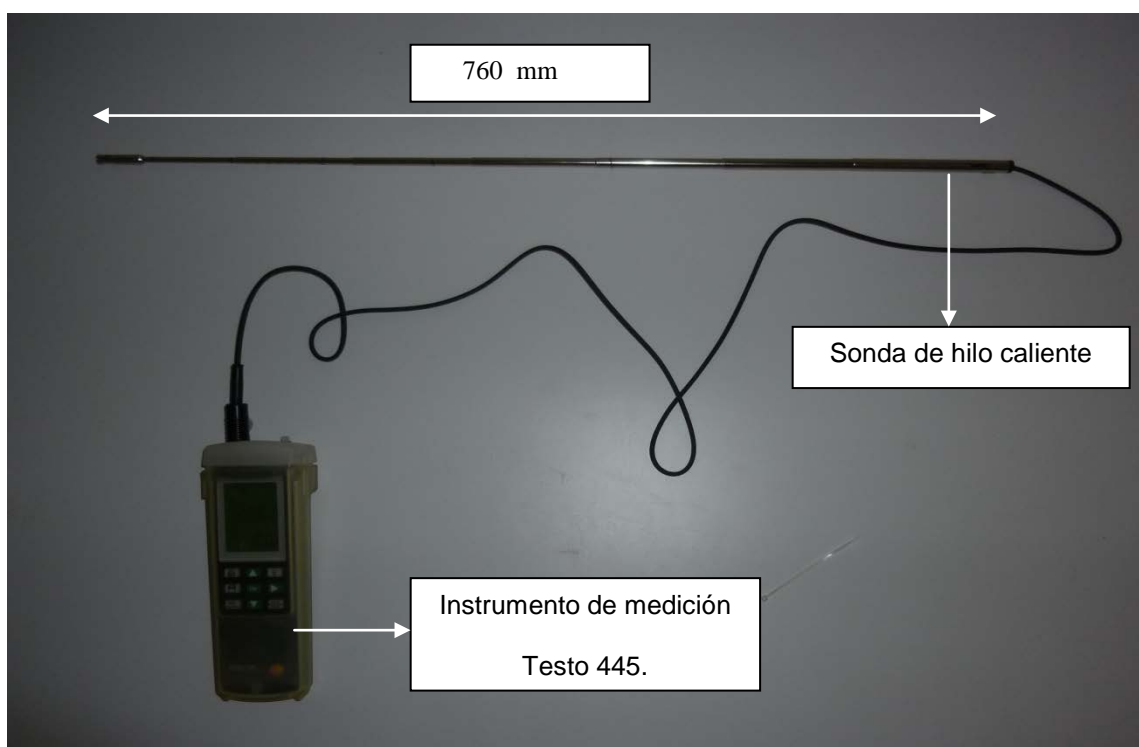
Fotografía 5. Embrague de accionamiento del ventilador

En la fotografía 3 se puede observar que en la salida del aire tanto del ventilador anterior como del posterior hay un elemento separador intermedio (deflector interior) que delimita dos zonas de salida de aire. Estas dos zonas tiene la misma sección, el 50%, de forma que por la zona más cercana a los álabes del ventilador, se canaliza el aire impulsado en la corona circular exterior, y por la zona más alejada del ventilador se dirige el aire impulsado por la zona central del rodete.

Este aire generado por los ventiladores transporta hasta el cultivo gotas de pequeño tamaño del producto fitosanitario a aplicar, generadas por boquillas situadas al final de un circuito hidráulico a presión. Cada uno de los dos circuitos hidráulicos del atomizador (delantero y trasero) está compuesto por un total de veintiséis boquillas (trece a cada lado) como se puede observar en las fotografías 3 y 4.

3.2.2. Anemómetro de hilo caliente.

El aparato utilizado en el ensayo de medida del caudal del ventilador trasero ha sido un anemómetro de hilo caliente Testo (fotografía 6), el cual mide la velocidad del aire en m/s.



Fotografía 6. Anemómetro de hilo caliente Testo

El instrumento de medición VAC Testo 445 modelo 0563 4450 es capaz de medir diferentes parámetros (humedad, punto de rocío, entalpía, velocidad del aire...) en función de la sonda que se conecte. En nuestro caso, para medir la velocidad del aire, se ha conectado la sonda de hilo caliente Testo cuyas características técnicas se describen en la tabla 2.

Tabla 2. Características técnicas de la sonda de hilo caliente utilizada

Tipo de sonda	Hilo caliente
Modelo	0635 1041
Descripción	Sonda de hilo caliente de rápida acción de diámetro 10 mm con telescopio, para mediciones en rangos de velocidad bajos y con identificación de dirección.
Rango	(0-20 m/s)
Exactitud	$\pm(0,3\text{m/s} \pm 4\% \text{ del valor medido})$

3.2.3. Anemómetro ultrasónico.

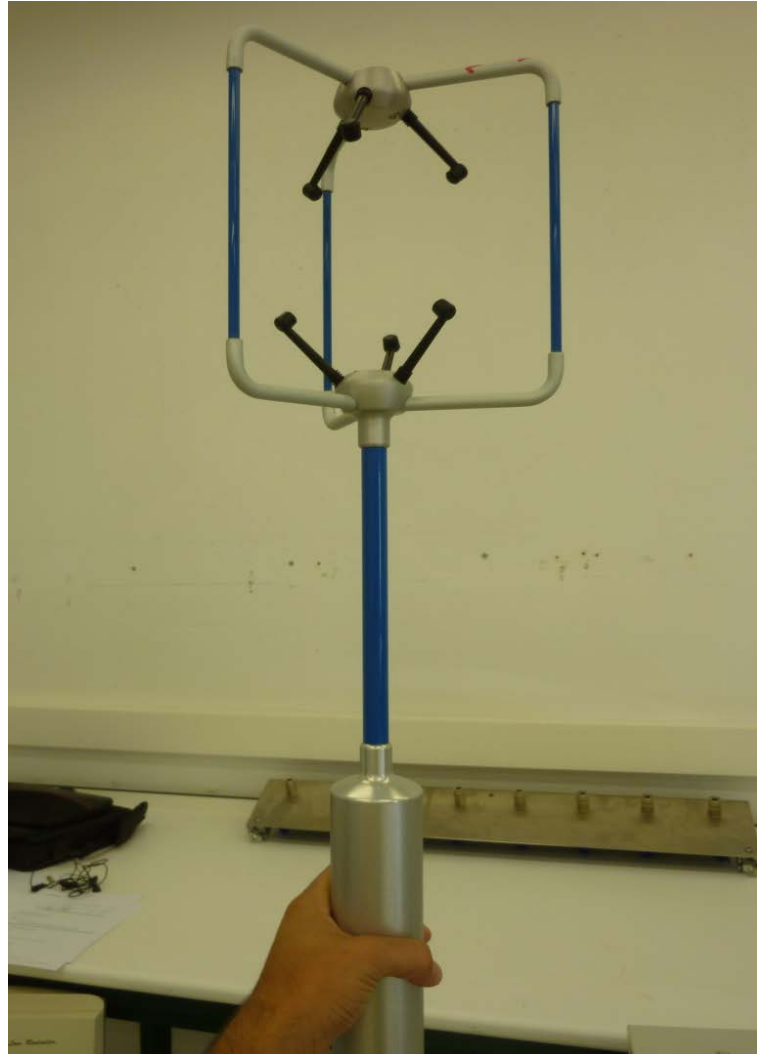
El aparato utilizado en los ensayos estáticos y dinámicos de caracterización del flujo de aire generado por el atomizador ha sido el anemómetro ultrasónico WindMaster (3- Axis Ultrasonic Anemometer), el cual registra la velocidad del viento en las tres dimensiones del espacio (U, V y W).

El anemómetro ultrasónico Gill WindMaster (fotografía 7) es un instrumento de precisión que ha sido calibrado en un túnel de viento según la norma ISO 16622. *Meteorology -- Sonic anemometers/thermometers -- Acceptance test methods for mean wind measurements.*

Este equipo, cuya frecuencia de medida seleccionada para realizar la toma de datos es de 1 Hz, expresa los datos en unidad de intensidad de corriente eléctrica, concretamente en mA, por lo que hay que hacer una conversión para expresar los datos en unidad de velocidad (m/s).

Según la configuración realizada en el anemómetro:

- 4 mA = -60m/s
- 12 mA = 0m/s
- 20 mA= +60 m/s



Fotografía 7. Anemómetro ultrasónico WindMaster

De esta forma, la conversión se realiza según la ecuación 1.

$$\frac{\text{Dato (mA)} - 12\text{mA}}{\text{Velocidad } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)} = \frac{20\text{mA} - 12\text{mA}}{60\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}$$

Ecuación (1)

Los datos medidos se adquieren mediante el software DaqLink Versión 1.2.2.1 (2009) como muestra la fotografía 8. En ella se puede apreciar el anclaje del anemómetro sobre un mástil vertical de 4,50 m de altura útil sobre el suelo, en el que el anemómetro puede ir tomando posiciones, discontinuamente, en intervalos de 0,10 m en altura. A su vez, la conexión mecánica del anemómetro con el mástil se realiza mediante un mecanismo de husillo, que es accionado por un motor eléctrico con regulación de la velocidad de giro electrónicamente, para poder dotar al anemómetro de 0,20 m de recorrido horizontal a una velocidad lineal de 0,01 m/s.



Fotografía 8. Realización de las medidas durante un ensayo.

La velocidad resultante (ρ) de las tres dimensiones del espacio se obtiene mediante la ecuación 2

$$\text{Velocidad resultante } (\rho) = \sqrt{(\text{Coordenada } U)^2 + (\text{Coordenada } V)^2 + (\text{Coordenada } W)^2}$$

Ecuación (2)

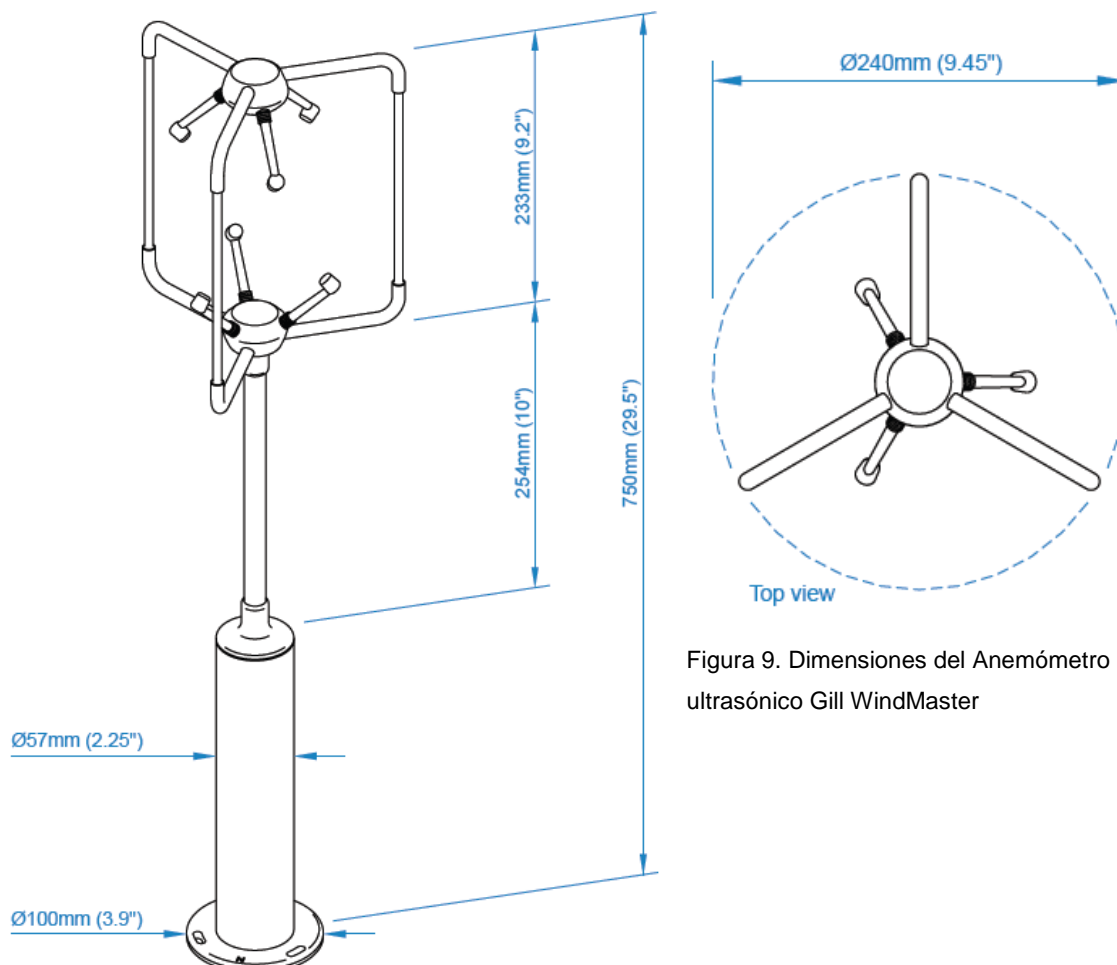


Figura 9. Dimensiones del Anemómetro ultrasónico Gill WindMaster

Las dimensiones de éste anemómetro se muestran en las figura 9.

Las características técnicas del anemómetro se indican en la tabla 3.

Tabla 3. Características técnicas del anemómetro ultrasónico Gill WindMaster

Medida	Velocidad de salida: 1, 2, 4, 8, 10, 16, 20, (32 opcional) Hz Frecuencia de muestreo: 20 o 32 Hz Las unidades de medida: m / s, mph, kph, nudos, m / min Formato: UVW o Polar
Velocidad del viento	Rango: 0 a 60 m / s Resolución: 0,01 m / s Precisión: <1.5%
Dirección	Serie: 0 hasta 359,9 ° Resolución: 0,1° Precisión: 2 °
Velocidad sónica:	Rango: 300 -370 m / s Resolución: 0,01 m / s Precisión: <± 0,5%
Salida digital	Comunicación: RS232, RS422, RS485 Formato: ASCII Velocidades de transmisión: 2400-115200
Salidas analógicas (opcional)	Resolución de 12 o 14 bits Rango seleccionable: El usuario puede seleccionar la velocidad del viento a gran escala Tipo de salida: 0-20 mA, 4-20 mA, 0-5V, ± 5V, ± 2.5V
Entradas analógicas (opcional)	Resolución de 12 o 14 bits Tipo de entrada: ± 5 V
Mecánica:	Peso: 1,0 kg Material: fibra de carbono y aluminio Tamaño: 750 mm x 240 mm
Ambiental:	Clase de protección: IP65 Temperatura de funcionamiento: -40 ° C a 70 ° C Humedad relativa: <5% a 100% Precipitación: Hasta 300 mm / hora
Definición de los ejes (figura 10)	+ U : se define como la dirección en línea con el mástil de referencia. + V : se define como la dirección que está 90 ° a la izquierda del mástil de referencia. + W : se define como la dirección que va verticalmente a lo largo del eje de

montaje.

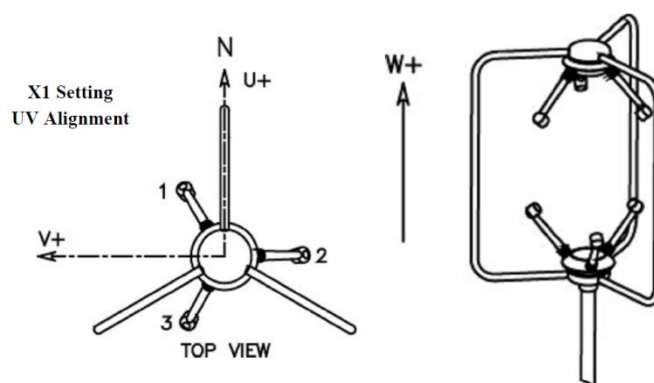


Figura 10. Definición de los ejes

En la figura se pueden apreciar las orientaciones positivas de los ejes U, V y W.

3.3. Caracterización del flujo generado por los ventiladores del pulverizador hidroneumático.

Para realizar la caracterización del flujo de aire generado por los ventiladores del pulverizador hidroneumático se ha seguido la metodología aportada por la norma internacional ISO 9898:2000 *Equipment for crop protection. Test methods for air-assisted sprayers for bush and tree crops*. Dicha norma es específica para el ensayo en laboratorio de este tipo de equipos agrícolas. Esta referencia propone realizar la caracterización en cuestión mediante dos determinaciones:

1. El caudal aspirado por el ventilador.
2. Las velocidades de impulsión del aire en distintos puntos definidos por la norma.

3.3.1. Medida del caudal de aire aspirado por el ventilador posterior.

Para la determinación del caudal de aspiración se procede conectando en la aspiración del ventilador una conducción de dimensiones las referidas en la figura 11 y tomando velocidades de paso del aire en los puntos indicados de la sección representada en la figura 12. La medida de velocidad del aire se ha realizado utilizando un tubo de acero de espesor 5 mm, conectado a la aspiración del ventilador (fotografía 9). Con el fin de no influir en la aspiración del ventilador, el diámetro de la tubería debe ser 1,5 veces el diámetro de succión del ventilador y la longitud de la conducción debe ser de al menos 2 m, por lo que mediante este ensayo, solo se podrán obtener datos del ventilador posterior ya que el accionamiento del ventilador delantero desde la toma de fuerza del tractor impide la instalación del conducto en la aspiración de dicho ventilador. El ensayo fue realizado en el interior del Laboratorio de Maquinaria Agrícola de la Escuela Politécnica

Superior (Universidad de Zaragoza) de Huesca con el propósito de lograr que las condiciones atmosféricas influyeran lo menos posible en los datos obtenidos.

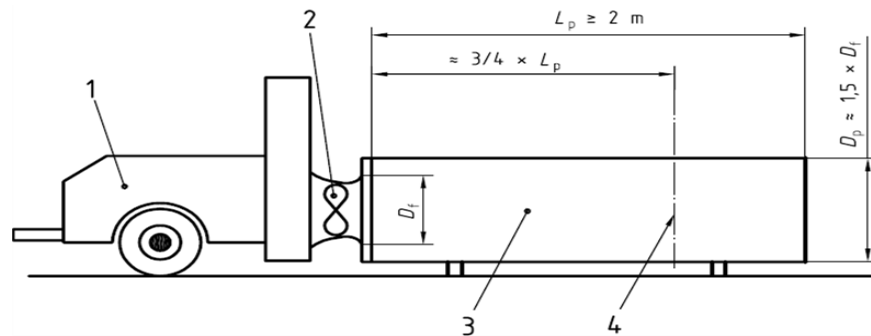


Figura 11. Montaje para determinar el caudal de aspiración. 1. Pulverizador hidroneumático; 2. Ventilador posterior; 3. Tubo conectado a la aspiración; 4. Sección del tubo donde se realiza la medida. D_f : Diámetro de aspiración del ventilador. D_p : Diámetro del tubo conectado al ventilador. L_p : Longitud del tubo conectado al ventilador.

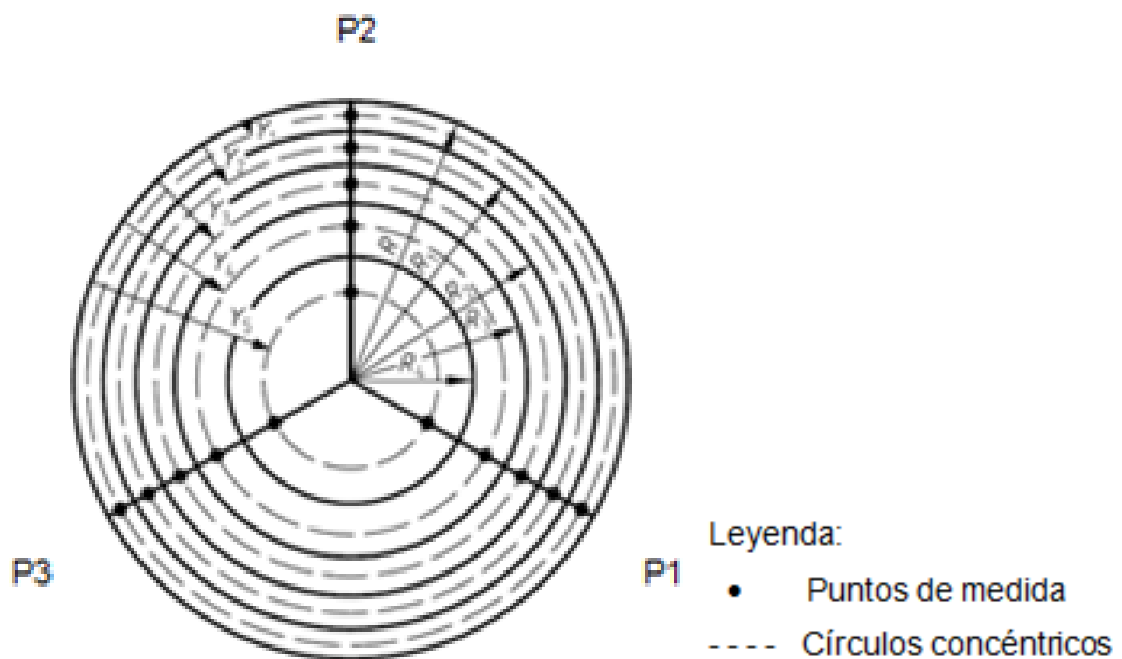


Figura 12. Puntos de medida de la velocidad del aire en aspiración, correspondientes a la sección de medida



Fotografía 9. Medida de la velocidad del aire mediante el anemómetro de hilo caliente (Testo).

El aparato utilizado para la medida de la velocidad del aire ha sido un anemómetro de hilo caliente Testo que está descrito en el apartado 3.1 de este trabajo fin de Máster. Se toman los datos en diferentes posiciones de la sección del tubo a una distancia del ventilador que debe ser $3/4$ de la longitud del tubo conectado a la aspiración según se muestra en la figura 11.

Los datos correspondientes al ensayo de caracterización reflejados en la figura 11 y los valores límites establecidos por la norma ISO 9898:2000 se indican en la tabla 4.

Tabla 4. Valores de los parámetros de ensayo

PARÁMETRO	REQUERIMIENTO ISO	VALOR ENSAYO	
Df (mm) = 900		900	
Dp (mm)	$= 1,5 \times Df = 1350$	1350	CUMPLE
Lp (mm)	≥ 2000	2000	CUMPLE
Posición de sección de medida	$0,75 \times Lp = 1500$	1500	CUMPLE

Siguiendo con la Norma ISO 9898:2000(E), los puntos de medida en la sección transversal del tubo conectado a la aspiración deben estar colocados en los círculos centroidales de los cinco anillos circulares de áreas de superficie uniforme. Debe haber por lo menos tres posiciones de medida (cada 120°) en cada círculo centroidal según se muestra en la figura 12.

La figura 12, donde se representan las tres posiciones de medida, está vista desde la parte posterior del tubo, es decir, P1 estará a la derecha, P2 arriba y P3 a la izquierda si nos situamos en la parte posterior de la máquina.

Los anillos circulares se definen por las ecuaciones 3 y 4.

$$\frac{R_i}{R} = \sqrt{1 - (i/n)} \quad \text{Ecuación (3)}$$

$$\frac{Y_i}{R} = 1 - \sqrt{1 - \frac{2i-1}{2n}} \quad \text{Ecuación (4)}$$

siendo:

Y_i : distancias entre la periferia de la tubería y el punto de medida.

R_i : radios de los círculos.

R : radio de la tubería de aspiración.

n : número total de anillos circulares.

i : número concreto de anillo circular.

Los datos una vez obtenidos y calculados se muestran en la tabla 5.

Tabla 5. Datos sobre los 5 anillos centroidales de la sección del tubo de medida.

i	n	R(cm)	R_i(cm)	Y_i(cm)
1	5	67,5	60,37	3,46
2	5	67,5	52,29	11,03
3	5	67,5	42,69	19,77
4	5	67,5	30,19	30,53
5	5	67,5	0	46,15

Se tomaron cinco datos en cada uno de los puntos de medida (Y_i) por cada una de las posiciones de medida (P1, P2 y P3). Este proceso se realizó para tres caudales del ventilador posterior: posiciones de los álabes 1,5; 3; 4,5 (ordenadas de menor a mayor caudal). Una vez obtenidas las velocidades con el anemómetro se calculó el caudal de aspiración mediante la ecuación 5.

$$\text{Caudal (m}^3\text{/s)} = \text{Sección (m}^2\text{)} \cdot \text{Velocidad (m/s)} \quad \text{Ecuación (5)}$$

La toma de datos para este ensayo se realizó con el motor del tractor trabajando a 235,62 rad/s (2250 rpm) y la caja de cambios del ventilador posterior en combinación largas, por lo tanto, la toma de fuerza (tdf) giró a 56,55 rad/s. (540 rpm) y el eje del ventilador a 254,47 rad/s. (2430 rpm).

3.3.2. Medida de las velocidades de impulsión del aire en distintos puntos.

Se ha caracterizado el caudal de aire del ventilador trasero del atomizador en base al “ensayo estático” especificado en la Norma ISO 9898:2000.

La medida de velocidad y dirección del aire en este ensayo se debe de hacer a una distancia de 0,5 m de la salida del aire, por lo que hay cuatro posiciones, dos en el ventilador posterior (Posición A y B, figuras 13 y 14) y dos en el ventilador delantero (Posición C y D, figura 13). En cada una de éstas se deben hacer medidas cada 10 cm en una serie de alturas que en el caso de la máquina analizada oscilan entre 0,50 m y 2,30 cm ambas incluidas, según se representa en la figura 14. Las medidas realizadas durante este ensayo se realizaron en el interior de una nave amplia con el propósito de lograr que el viento atmosférico no influyera en los datos obtenidos.

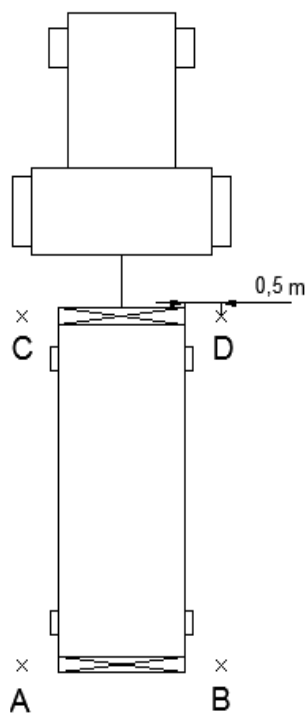


Figura 13. Puntos de medida de la velocidad del aire.

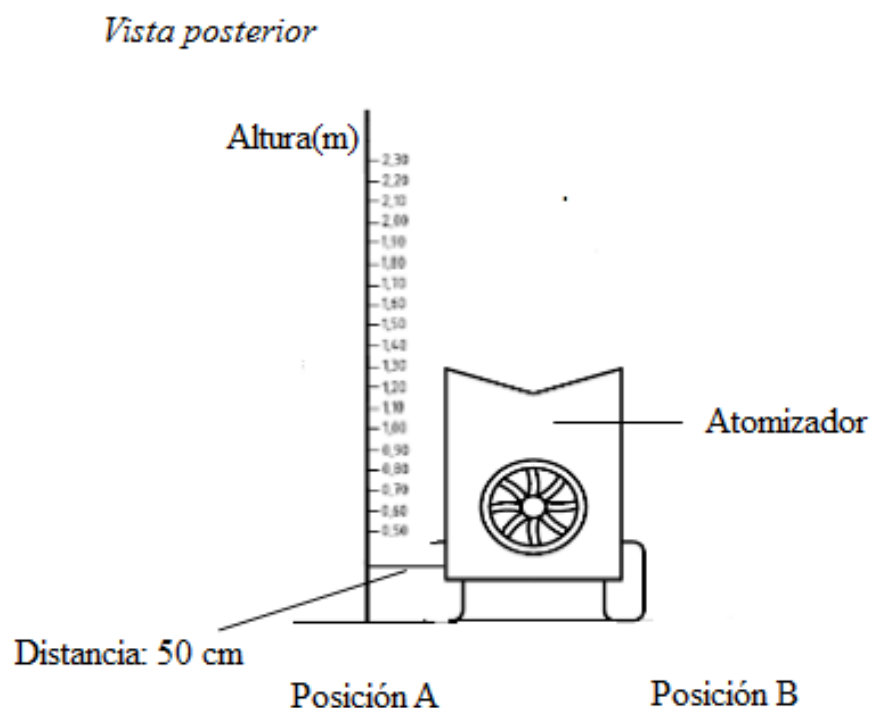


Figura 14. Esquema de la posición y altura en la que se realiza la toma de datos.

La posición del anemómetro respecto a la máquina, y por lo tanto la orientación de sus ejes U, V, W, es según se indica en la figura 15, de tal forma que el eje U del anemómetro tiene su sentido positivo apuntando siempre hacia la máquina, el eje V siempre sentido vertical ascendente y el eje W, en las posiciones a la derecha de la máquina (B, D) tiene su sentido positivo coincidente con el sentido de avance del tractor y en posiciones a la izquierda de la máquina, sentido de retroceso del tractor que arrastra al pulverizador.

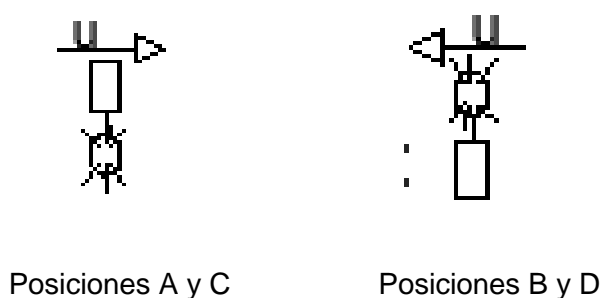


Figura 15. Orientación del anemómetro respecto a la máquina

En cada una de las medidas debe de haber un desplazamiento horizontal del anemómetro paralelo al suelo y a la dirección de avance del tractor, es decir,

prácticamente perpendicular a la dirección de salida del aire, con una velocidad que debe de ser inferior a 10 mm/s, recogiendo datos durante toda la anchura de la sección de salida del aire como se indica en la figura 16. La frecuencia de muestreo fue de 1 Hz.

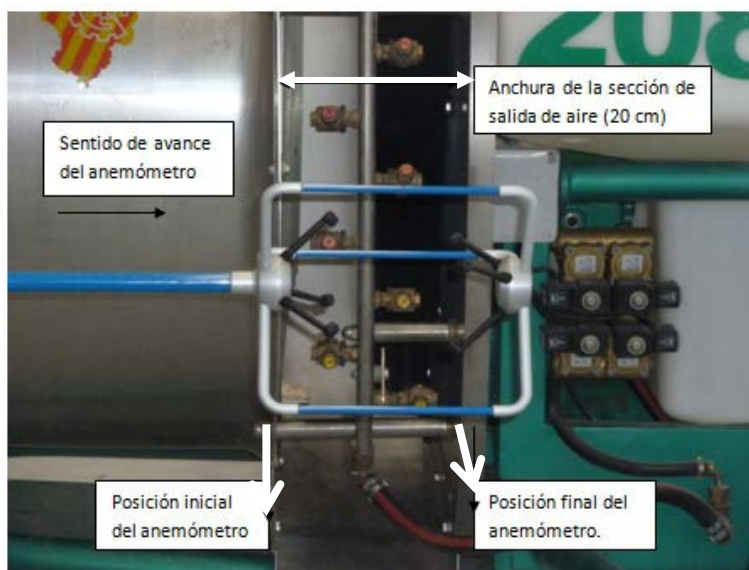


Figura 16. Desplazamiento del anemómetro durante la toma de datos en la sección de salida de aire

El aparato utilizado para realizar estas medidas ha sido el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster (3- Axis Ultrasonic Anemometer) descrito en el apartado 3.3, el cual aporta la medición de la velocidad en m/s en cada uno de los tres ejes (U, V y W). Las medidas se realizan al mismo régimen de giro del motor del tractor que el utilizado en la determinación del caudal de aire aspirado por el ventilador posterior (apartado 3.4.1), y con la misma velocidad de rotación del ventilador posterior.

La posición de los álabes de los ventiladores trasero y delantero fue 4,5 y durante las medidas estuvo en funcionamiento sólo aquel ventilador en el que se tomaron los datos, es decir, cuando se realizaron medidas en las posiciones A y B estuvo en funcionamiento el ventilador posterior y cuando se tomaron datos en C y D estuvo en funcionamiento el ventilador delantero.

3.4. Caracterización del flujo de aire generado por la máquina en su conjunto.

Se plantea caracterizar el flujo de aire que genera la máquina en un espacio alrededor de ella en el que se sitúan en la mayoría de los casos los objetivos de la misma (los árboles de la plantación). Para ello se diseñan dos experimentos:

1. Determinación del vector velocidad del aire impulsado en un volumen de 84 m^3 alrededor de la máquina, sin velocidad de desplazamiento de la misma (en estático) en 72 puntos.
2. Determinación del vector velocidad del aire en un punto fijo, circulando la máquina a una determinada velocidad (en dinámico).

3.4.1. Medida de las velocidades de impulsión del aire en el entorno de la máquina.

Para analizar las características del flujo de aire generado en el entorno de la máquina se realizó un ensayo en el que se determinó la velocidad y dirección del aire con el atomizador funcionando sin desplazamiento (fotografía 10), es decir, en estático. Las medidas realizadas durante este ensayo se realizaron en el interior de una nave con el propósito de lograr que el viento atmosférico no influyera en los datos obtenidos.

El aparato utilizado para realizar estas medidas fue el anemómetro tridimensional ultrasónico WindMaster (3- Axis Ultrasonic Anemometer), descrito en apartado 3.3, el cual expresa la velocidad en cada uno de los tres ejes (u, v y w). La frecuencia de muestreo en este ensayo fue 1 Hz.



Fotografía 10. Fotografía de la toma de datos durante el ensayo a una altura de 4 m.

La toma de datos se realizó en dieciocho posiciones de medida, nueve a un lado del atomizador y nueve al otro lado del atomizador. La orientación del anemómetro en cada una de las dieciocho posiciones, así como la distancia entre los puntos de medida, se muestra en la figura 17.

En cada una de las dieciocho posiciones de medida se recogieron datos durante un mínimo de 10 s en cada una de las cuatro alturas (1, 2, 3 y 4m), es decir se tomaron datos de velocidad de aire en 72 puntos de un espacio de 84 m³ alrededor de la máquina. Este proceso se repitió en seis ocasiones, tantas como caudales ensayados, es decir, como configuraciones distintas de la posición de los álabes de los ventiladores:

- Delantero y trasero en funcionamiento en posición 1,5.
- Delantero y trasero en funcionamiento en posición 3.
- Delantero y trasero en funcionamiento en posición 4,5.
- Delantero no está en funcionamiento y el trasero está en posición 1,5.
- Delantero no está en funcionamiento y el trasero está en posición 3.
- Delantero no está en funcionamiento y el trasero está en posición 4,5.

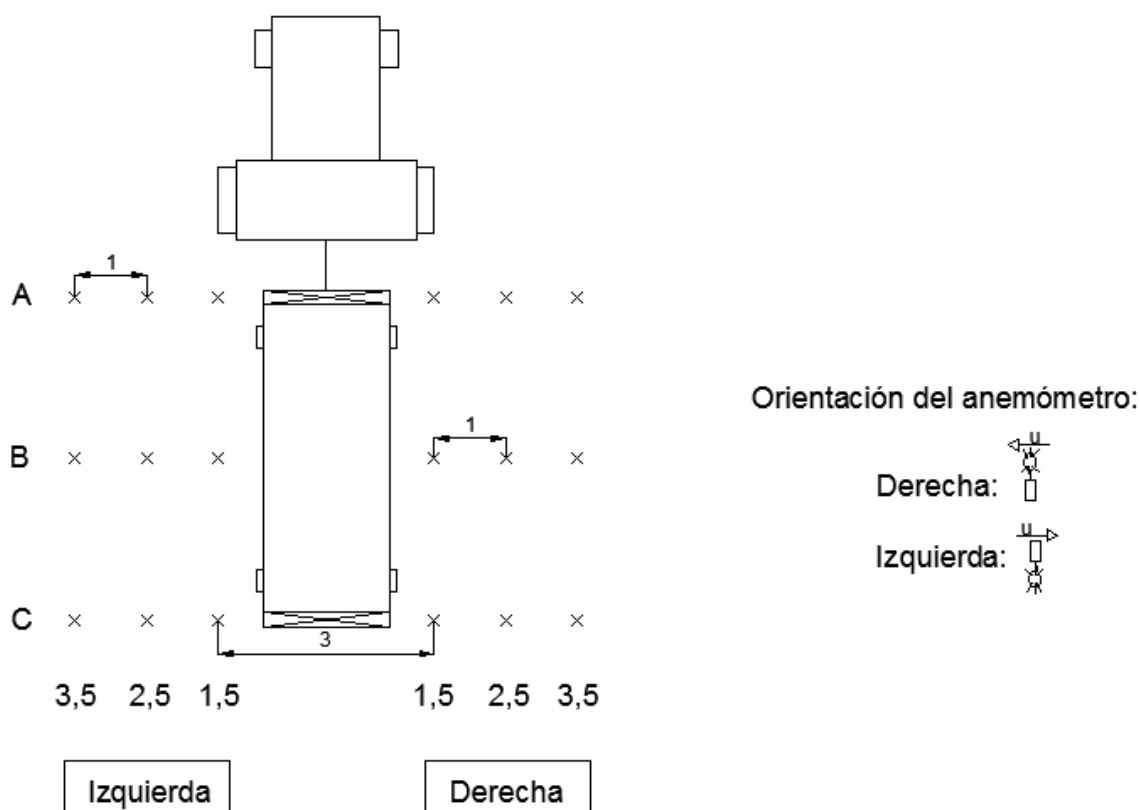


Figura 17. Esquema de las dieciocho posiciones de medida en el ensayo. Distancias en metros.

Las medidas se realizaron con el tractor trabajando a 235,62 rad/s (2250 rpm) y la caja de cambios del ventilador posterior en combinación largas, por lo tanto, la toma de fuerza (tdf) giró a 56,55 rad/s (540 rpm). Esto se cumple en todas las configuraciones de los álabes de los ventiladores excepto cuando tanto el ventilador delantero como el ventilador trasero están en funcionamiento con posición de los álabes en 4,5, caso c). En este caso el tractor trabajó a 2100 rpm, por lo tanto, la toma de fuerza (tdf) giró a 52,78 rad/s (504 rpm). Las variables que intervinieron en este ensayo se detallan en la tabla 6.

Tabla 6. Variables que afectan a las medidas realizadas en el ensayo estático.

Variables	Valores de las variables
Ventiladores	Trasero (T); Trasero + Delantero (T+D)
Configuración ventilador	Álabes en posición 1,5; 3; 4,5
Secciones	A; B; C
Distancias a eje de máquina	1,5 m; 2,5 m; 3,5 m
Alturas	1 m; 2 m; 3 m; 4 m
Lado (Vista posterior)	Izquierdo; Derecho
Nº de medidas por punto	10 (1 cada segundo)

3.4.2 Medida de la velocidad del aire impulsado en un punto fijo, circulando la máquina a una determinada velocidad.

Se realizó el ensayo dinámico para caracterizar el flujo de aire generado en el entorno de la máquina en situaciones de trabajo en campo. Para ello, se midió la velocidad y dirección del aire a una distancia de 2,5 m desde el anemómetro hasta el eje del atomizador utilizando un anemómetro ultrasónico WindMaster (3- Axis Ultrasonic Anemometer). La frecuencia de muestreo de este ensayo fue 1 Hz. El anemómetro permaneció fijo mientras el tractor avanzaba (siempre situado el anemómetro a la izquierda de la trayectoria del tractor-máquina) según se muestran en las figuras 18 y fotografía 11.

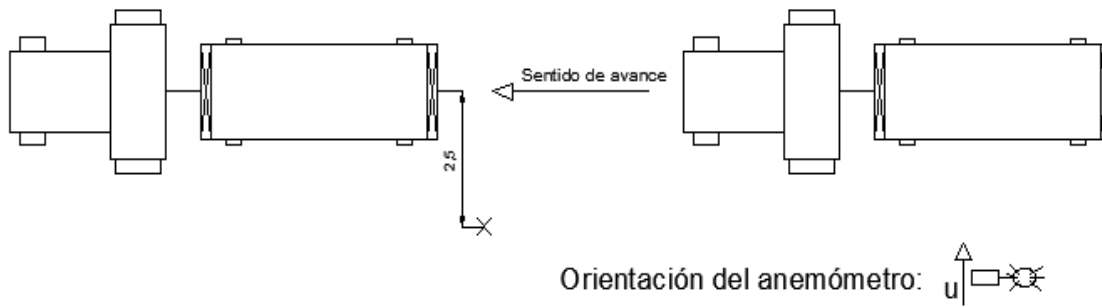


Figura 18. Esquema del punto de medida donde se realiza la toma de datos.



Fotografía 11. Toma de datos realizada con el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster durante la pasada del tractor a una altura de 1 m.

Se realizaron tres medidas en cuatro alturas diferentes (1, 2, 3 y 4 m) y en cada uno de los dos tipos de configuración de los ventiladores (en un caso el ventilador delantero no está en funcionamiento y el trasero tiene una posición de los álabes en 3 y en el otro caso los dos ventiladores están en funcionamiento con posición de los álabes en 3). Las medidas realizadas durante este ensayo se realizaron en el interior de una nave (fotografía 11) con el propósito de lograr que el viento atmosférico no influyera en los datos obtenidos.

Las medidas se realizaron con el tractor trabajando a 235,62 rad/s (2250 rpm) y la caja de cambios del ventilador posterior en combinación largas, por lo tanto, la toma de fuerza (tdf) giró a 56,55 rad/s (540 rpm). La velocidad del tractor fue de 0,78 m/s (2,81 km/h).

Las variables que intervinieron en este ensayo se detallan en la tabla 7.

Tabla 7. Variables que afectan a las medidas realizadas en el ensayo dinámico.

Variables	Valores de las variables
Ventiladores	Trasero (T); Trasero + Delantero (T+D)
Configuración ventilador	Álabes en posición: 3
Alturas	1 m; 2 m; 3 m; 4 m
Lado (Vista posterior)	Izquierdo
Distancias del eje	2,5 m
Nº de medidas por punto	Variable

3.5. Simulación del flujo de aire mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD).

Como análisis final del flujo de aire generado por el ventilador del pulverizador, se procedió a simular dicha corriente de aire impulsada por el ventilador posterior mediante la dinámica de fluidos computacional. Se pospone para posteriores trabajos de investigación la simulación del aire impulsado por el conjunto de la máquina (dos ventiladores).

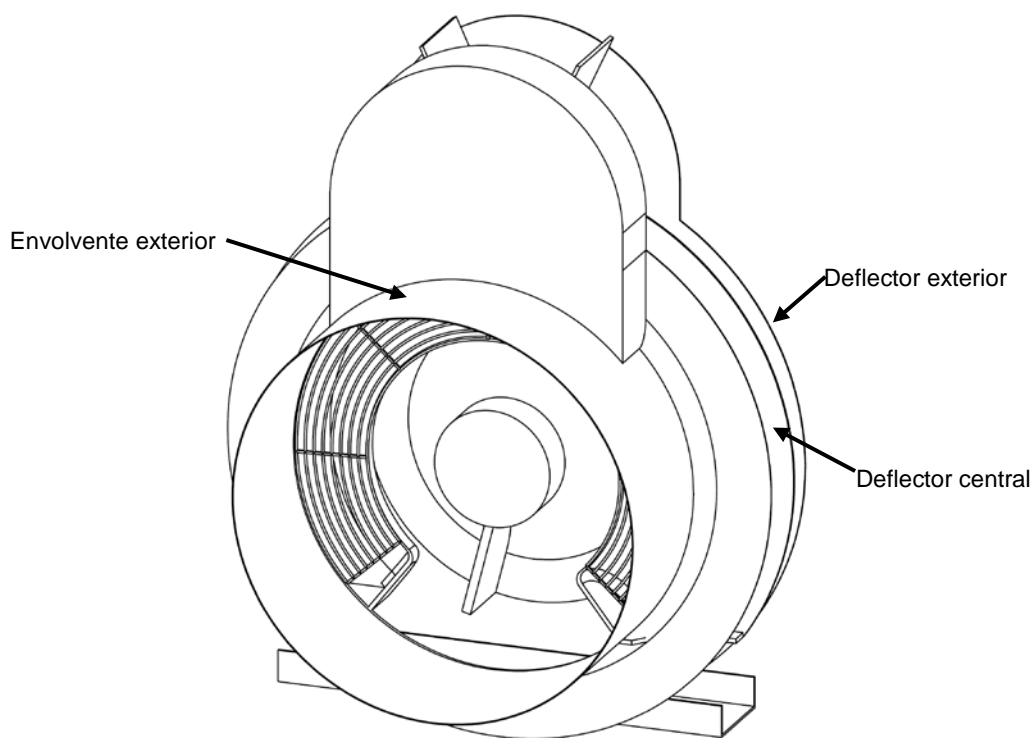
Para la realización de dicha simulación se cuenta con el software de cálculo y diseño SolidWorks 2012. Dicha aplicación, a partir de los datos aportados de modelización de la zona del ventilador posterior de la máquina y condiciones del aire del entorno, analiza el comportamiento de este gas y nos aporta propiedades del mismo en la zona de impulsión teniendo en cuenta las ecuaciones de Navier-Stokes.

Este análisis computacional requiere previamente una toma de datos reales de la máquina, fundamentalmente geometrías de componentes, que se realizaron en la fábrica del modelo ensayado, con los elementos desmontados para poder tomar datos de características geométricas y mecánicas de los mismos.

En la fotografía 12 se pueden observar varios elementos de los que fue necesario la toma de características geométricas, y en la figura 19, se aportan los planos acotados de los elementos principales, así como una vista 3D del conjunto.

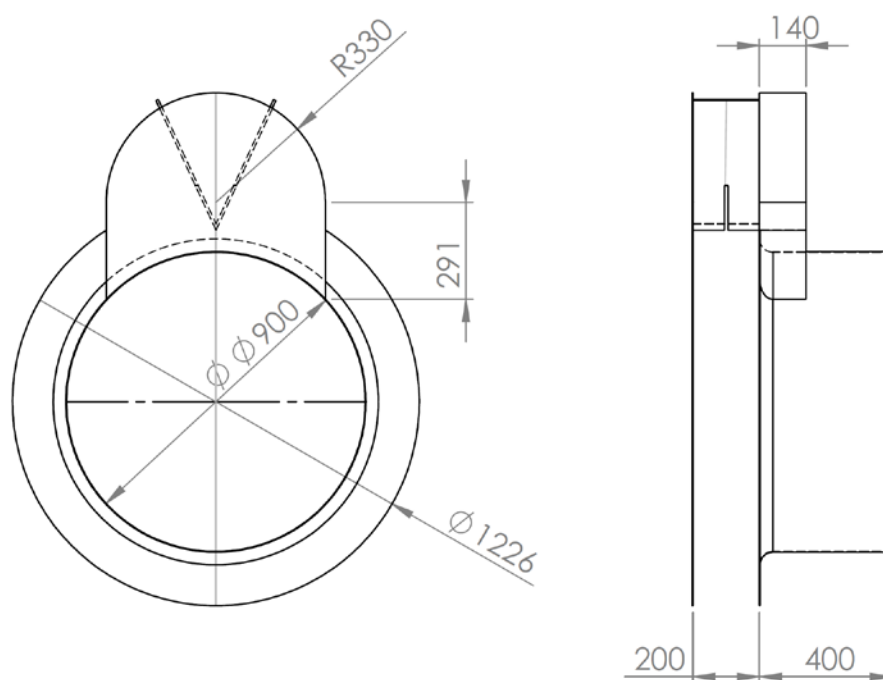


Fotografía 12. Arriba: Virola, vista frontal y lateral; Abajo: ángulo de calado de los álabes del ventilador



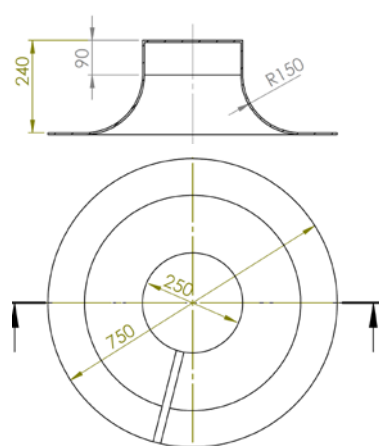
A: Vista 3d

Figura 19: Elementos modelados del ventilador. Cotas en mm, sin escala

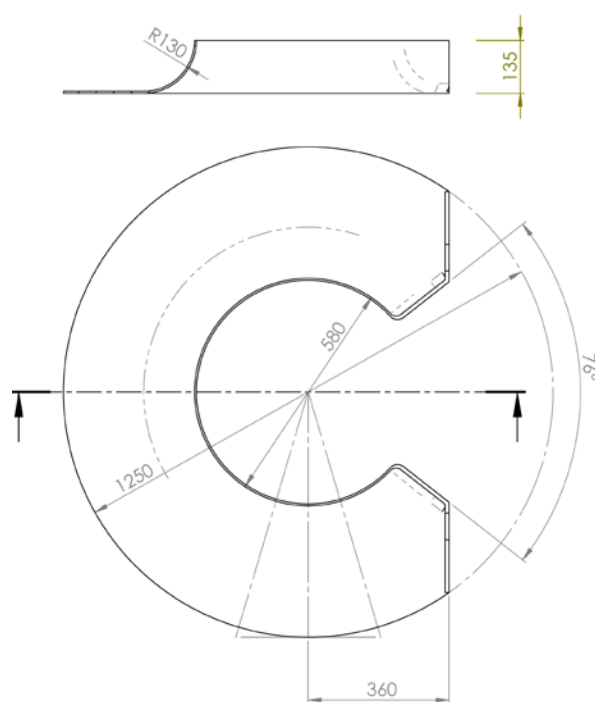


B: Envolverte exterior

Figura 19 (continuación): Elementos modelados del ventilador. Cotas en mm, sin escala



C: Planta y alzado de deflector central



E: Planta y alzado de deflector exterior

Figura 19 (continuación): Elementos modelados del ventilador. Cotas en mm, sin escala

P:	Paso de alabes	C:	Velocidad absoluta del aire
α :	Angulo de calado	c_m :	Componente meridional del aire
u:	Velocidad lineal del alabe	c_t :	Componente rotacional del aire
v:	Velocidad relativa del aire respecto a alabe	Q:	Caudal de aire
A:	Sección de paso de aire	R:	Radio
γ	Ángulo de entrega del aire desde el estator al ventilador	v_e	Velocidad de entrada del aire al ventilador
c_{te}	Componente rotacional del aire a la entrada del ventilador		

Figura 20. Diagrama de velocidades del aire.

La tabla 8 recoge los valores de los distintos parámetros correspondientes al caso objeto de análisis.

Tabla 8. Parámetros de aspiración del aire.

c_{te}	10,43 m/s	v_e	20,87 m/s
γ	60 °	c_m	18,08 m/s
ω	254 rad/s (2430 rpm)	c_t	49,30 m/s
α	47°	Q	10,74 m ³ /s
u	76,5 m/s	R	0,45 m
A	0.594 m ²	ω_s	164 rad/s (1566 rpm)

Por lo tanto los datos en cuanto a características del flujo aportados como entradas al software fueron el caudal Q en la sección de paso y la velocidad de rotación del ventilador ω_s correspondiente a la componente rotacional del aire c_t .

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4. Resultados y discusión.

4.1. Caracterización del flujo generado por los ventiladores del pulverizador hidroneumático.

4.1.1. Medida del caudal de aire aspirado por el ventilador posterior.

En la tabla 9, se muestran los cinco datos de velocidad obtenidos, mediante el anemómetro de hilo caliente Testo (apartado 3.2), en los diferentes puntos de medida de la posición (P1) (figura 12) para cada una de las tres configuraciones de los álabes: 1,5; 3; 4,5.

Tabla 9. Datos obtenidos con el anemómetro de hilo caliente Testo en la posición P1 (figura 12)

Y	VELOCIDAD (m/s)		
	Configuración:4,5	Configuración: 3	Configuración: 1,5
1	3,77	2,71	2,19
1	5,3	5,45	5,16
1	4,96	3,88	1,04
1	4,16	2,68	4,54
1	3,58	4,73	3,92
2	9,24	9,54	6,95
2	9,48	10,9	7,3
2	7,97	10	7,15
2	8,63	9,89	6,17
2	10	8,75	5,86
3	9,93	8,91	6,76
3	9,98	10	6,04
3	11,4	11	5,91
3	11,2	8,47	8,12
3	10,9	8,59	8,39
4	11,2	9,62	6,71
4	11	9,92	7,02
4	12,2	9,79	7,43
4	11,5	10,4	8,17
4	12,1	9,28	8,05
5	12,3	10,2	8,28
5	11,2	11,8	8,53
5	12,1	12,5	9,28
5	10,9	11,1	7,97
5	13	10,7	8,04

Las tablas 10 y 11 muestran los datos para las posiciones P2 y P3 respectivamente (figura 12), y a continuación, mediante los datos tomados con el anemómetro de hilo caliente recogidos en las tablas 9, 10 y 11, se calcula la velocidad media de cada uno de los cinco círculos centroidales para cada una de las tres configuraciones de los álabes del ventilador: 1,5; 3 y 4,5, lo cual se muestra en la tabla 12.

Para ello, se hace la media de los quince datos de velocidad recogidos en cada círculo centroidal por cada configuración del ventilador (cinco datos de velocidad por cada una de las 3 posiciones de toma de datos P1 P2 y P3) (figura 12).

Tabla 10. Datos obtenidos con el anemómetro de hilo caliente Testo en la posición P2 (figura 12)

Y	VELOCIDAD (m/s)		
	Configuración:4,5	Configuración:3	Configuración:1,5
1	1,58	0,64	1,5
1	1,11	1,02	1,05
1	1,22	1,29	0,96
1	1,55	3,08	1,35
1	1,19	1,46	2
2	1,49	2,64	1,99
2	2,83	1,67	1,37
2	1,32	2,78	1,21
2	7,8	2,19	1,1
2	1,63	1,44	1,31
3	9,97	2,97	3,19
3	10,1	4,54	1,72
3	9,97	12,5	1,93
3	8,47	11,9	1,58
3	7,41	7,28	2,32
4	10,4	13	8,55
4	10,6	8,64	4,57
4	10,5	9,73	8,8
4	11,6	9,75	9,26
4	10,5	12,2	7,69
5	11,3	10	8,4
5	10,7	10,1	7,75
5	13,7	9,74	8,78
5	12,1	9,97	7,13
5	11,5	11,9	9,27

De los datos calculados (tabla 12), se puede observar que para todas las configuraciones del ventilador, las velocidades del aire en los círculos centroidales más centrados son las más elevadas mientras que para los más cercanos al tubo las velocidades son más bajas (gráfico 1), situación lógica causada por el rozamiento del fluido en las paredes del conducto, que produce pérdida de su velocidad en las inmediaciones de las paredes.

$$V_5 > V_4 > V_3 > V_2 > V_1$$

Tabla 11. Datos obtenidos con el anemómetro de hilo caliente Testo en la posición P3 (figura 12).

Y	VELOCIDAD (m/s)		
	Configuración:4,5	Configuración:3	Configuración:1,5
1	3,22	1,52	1,1
1	2,28	1,03	1,78
1	1,81	1,7	0,87
1	2,55	2,82	1,47
1	2,64	1,77	1,75
2	3,24	1,82	1,47
2	2,57	1,24	1,64
2	2,01	2,31	4,89
2	2,13	3,32	1,35
2	2,78	2,62	3,77
3	9,22	9,32	6,13
3	11,2	7,45	6,85
3	14	10,7	6,78
3	10,3	9,57	7,39
3	11,2	9,99	6,2
4	10,6	11	7,43
4	13	11,8	7,39
4	14	12	7,6
4	13,6	11	7,7
4	12,4	11,3	7,49
5	12,6	10,9	7,46
5	11,5	11,6	8,06
5	12,9	9,98	7,65
5	12,1	11,7	7,5
5	11	10,9	6,93

Tabla 12. Velocidad media en cada círculo centroidal para las diferentes configuraciones del ventilador.

Y	VELOCIDAD (m/s)		
	Configuración:4,5	Configuración:3	Configuración:1,5
1	2,73	2,39	2,05
2	4,87	4,74	3,57
3	10,35	8,88	5,29
4	11,68	10,63	7,59
5	11,93	10,87	8,07

Además, se observa que, las velocidades medias en los cinco círculos centroidales son mayores cuanto mayor es la configuración de los álabes de los ventiladores, lo cual tiene lógica ya que cuanto mayor es la posición de los álabes, mayor es el ángulo de calado de éstos, y por consiguiente, para una misma velocidad de rotación, más caudal de aire deberían aspirar, es decir, que la velocidad es mayor ya que el área de aspiración es la misma en los tres casos.

$$V_{4,5} > V_{3,0} > V_{1,5}$$

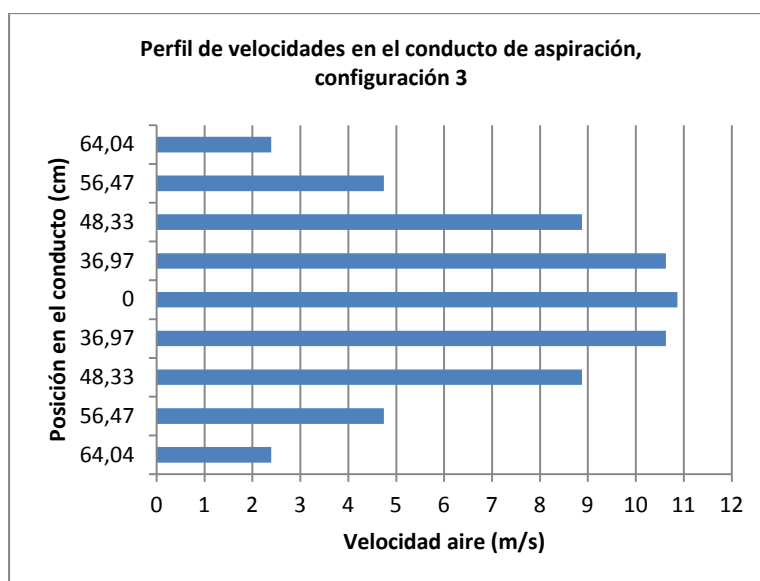


Gráfico 1. Perfil de velocidades en el conducto de aspiración para la configuración 3.

Posteriormente se ha calculado el área de los círculos centroidales (es la misma para los cinco) mediante las ecuaciones 6 y 7.

- Diámetro del tubo conectado a la aspiración: 1,35 m; Radio: 0,675 m.
- Superficie del tubo conectado a la aspiración:

$$A_t = \pi r^2 = 1,4314 \text{ m}^2 \quad \text{Ecuación (6)}$$

- Superficie de cada círculo centrodal:

$$A_i = \frac{A_t}{5} = 0,2863 \text{ m}^2 \quad \text{Ecuación (7)}$$

De este modo, obtenidos el área y la velocidad media en cada círculo centrodal, se calcula el caudal aspirado (tablas 13 y 14) mediante la ecuación 3. Se aporta el dato en las unidades de m^3/h , dado que es en esta unidad donde los fabricantes de estos ventiladores aportan sus características técnicas.

Tabla 13. Caudal aspirado en cada círculo centrodal y caudal aspirado total para cada configuración del ventilador expresado en (m^3/s).

Y	CAUDAL (m^3/s)		
	Configuración:4,5	Configuración:3	Configuración:1,5
1	0,78	0,68	0,59
2	1,4	1,36	1,02
3	2,96	2,54	1,51
4	3,34	3,04	2,17
5	3,41	3,11	2,31
CAUDAL TOTAL (m^3/s)	11,9	10,74	7,6

Tabla 14. Caudal aspirado en cada círculo centroidal y caudal aspirado total para cada configuración del ventilador expresado en (m^3/h).

Y	CAUDAL (m^3/h)		
	Configuración:4,5	Configuración:3	Configuración:1,5
1	2811,48	2458,32	2107,92
2	5023,83	4885,73	3677,87
3	10666,7	9151,04	5449,12
4	12037,4	10953,9	7822,94
5	12291,62	11205,36	8315,56
CAUDAL TOTAL (m^3/h)	42831,03	38654,35	27373,41

El caudal total es mayor cuanto mayor es la configuración del ventilador, siendo más notoria la diferencia de caudal (41,2%) entre las configuraciones 1,5-3 que entre las configuraciones 3 - 4,5 (10,8%) como se puede apreciar en el gráfico 2, porcentajes obtenidos de tal forma que si la máquina está trabajando en configuración 1,5, y pasa a configuración 3, se aumenta el caudal un 41,2%, y si se encuentra trabajando en configuración 3 y pasa a trabajar en 4,5, el aumento de caudal es del 10,8%.

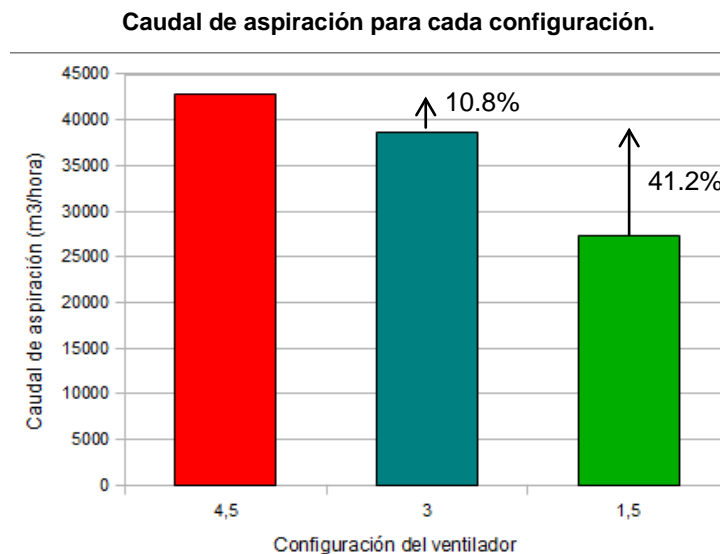


Gráfico 2. Caudal de aspiración total (m^3/h) en las diferentes configuraciones del ventilador.

4.1.2. Medida de las velocidades de impulsión del aire en distintos puntos.

Ventilador Trasero:

Para analizar los datos obtenidos del ventilador trasero (tabla 15) mediante el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster, descrito en el apartado 3.3, se han comparado los datos de las posiciones A y B (figura 13). Éstos se modifican para ser simétricos y poder compararlos. Así, el vector U sale horizontalmente desde la salida del ventilador hacia el exterior (perpendicular al eje del atomizador), el vector V tiene sentido

vertical hacia arriba y el vector W sentido horizontal desde el ventilador trasero hacia el delantero.

Tabla 15. Datos obtenidos con el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster en las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).

ALTURA (cm)	VELOCIDAD (m/s) POSICIÓN A			VELOCIDAD (m/s) POSICIÓN B		
	U	V	W	U	V	W
50	20,02	-2,70	0,20	16,06	-1,59	-0,19
60	25,64	-2,82	0,02	17,81	-1,17	0,97
70	22,98	-2,55	-0,65	21,70	0,01	0,90
80	18,73	-0,89	-0,53	20,95	2,03	-1,38
90	18,67	-0,16	-0,39	15,97	2,55	-2,81
100	15,91	0,55	-0,25	17,69	5,21	-2,41
110	16,13	1,48	-0,70	19,45	6,67	-1,66
120	14,38	2,03	-0,13	16,58	7,2	-1,57
130	12,26	3,14	-0,21	17,48	9,05	-1,66
140	13,09	4,46	-0,56	15,25	8,44	-2,21
150	13,33	5,39	-0,54	12,73	7,61	-1,30
160	10,27	4,75	-0,54	10,29	7,59	-1,16
170	9,94	5,64	-1,12	9,82	8,44	-0,65
180	9,66	6,22	-1,32	9,84	9,18	-0,89
190	8,01	5,13	-1,45	9,81	9,63	-1,45
200	5,51	3,88	-1,38	8,56	9,63	-1,47
210	4,08	3,21	-1,64	7,88	9,05	-1,42
220	1,79	1,45	-1,44	6,55	8,82	-1,51
230	2,23	2,05	-1,39	6,21	8,80	-1,43

En la tabla 16 se muestran las velocidades resultantes (calculadas mediante la ecuación 8), así como la media y las desviaciones porcentuales (calculadas mediante la ecuación 9) de estas velocidades para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 13) en las distintas alturas.

$$\text{Velocidad resultante } (\rho) = \sqrt{(\text{Coordenada U})^2 + (\text{Coordenada V})^2 + (\text{Coordenada W})^2} \text{ Ecuación (8)}$$

$$\text{Desviación } (\%) = \frac{|\text{Media Posiciones 1 y 2} - \text{Valor Posición 1 o 2}|}{\text{Media Posiciones 1 y 2}} \cdot 100 \text{ Ecuación (9)}$$

Tabla 16. Velocidades resultantes y media y desviación de éstas para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).

ALTURA (cm)	VELOCIDAD RESULTANTE (ρ) (m/s)			
	POSICIÓN A	POSICIÓN B	MEDIA AB	DESVIACIÓN(%)
50	20,20	16,14	18,17	11,17
60	25,79	17,87	21,83	18,14
70	23,13	21,72	22,43	3,14
80	18,76	21,09	19,93	5,85
90	18,67	16,42	17,55	6,41
100	15,92	18,60	17,26	7,76
110	16,21	20,63	18,42	12,00
120	14,52	18,15	16,34	11,11
130	12,66	19,76	16,21	21,90
140	13,84	17,57	15,71	11,88
150	14,39	14,89	14,64	1,71
160	11,33	12,84	12,09	6,25
170	11,48	12,97	12,23	6,09
180	11,56	13,49	12,53	7,70
190	9,62	13,82	11,72	17,92
200	6,88	12,97	9,93	30,68
210	5,44	12,08	8,76	37,90
220	2,72	11,09	6,91	60,61
230	3,33	10,86	7,10	53,07

Según la Norma ISO 9898:2000, además de la velocidad resultante de salida del aire en las diferentes alturas (tabla 16), se requiere el ángulo de salida de éste que es en el plano XY (UV), por lo que interesa conocer el ángulo θ .

Para expresar la dirección de la velocidad resultante en las tres dimensiones del espacio (U, V y W) es necesario calcular dos ángulos (Φ y θ figura 21).

En este sentido, las coordenadas cartesianas U; V; W del vector velocidad, se corresponden con las ecuaciones 10, 11 y 12:

$$x(U) = \rho \cdot \text{seno}(\phi) \cdot \text{coseno}(\theta) \quad \text{Ecuación (10)}$$

$$y(V) = \rho \cdot \text{seno}(\phi) \cdot \text{seno}(\theta) \quad \text{Ecuación (11)}$$

$$z(W) = \rho \cdot \text{coseno}(\phi) \quad \text{Ecuación (12)}$$

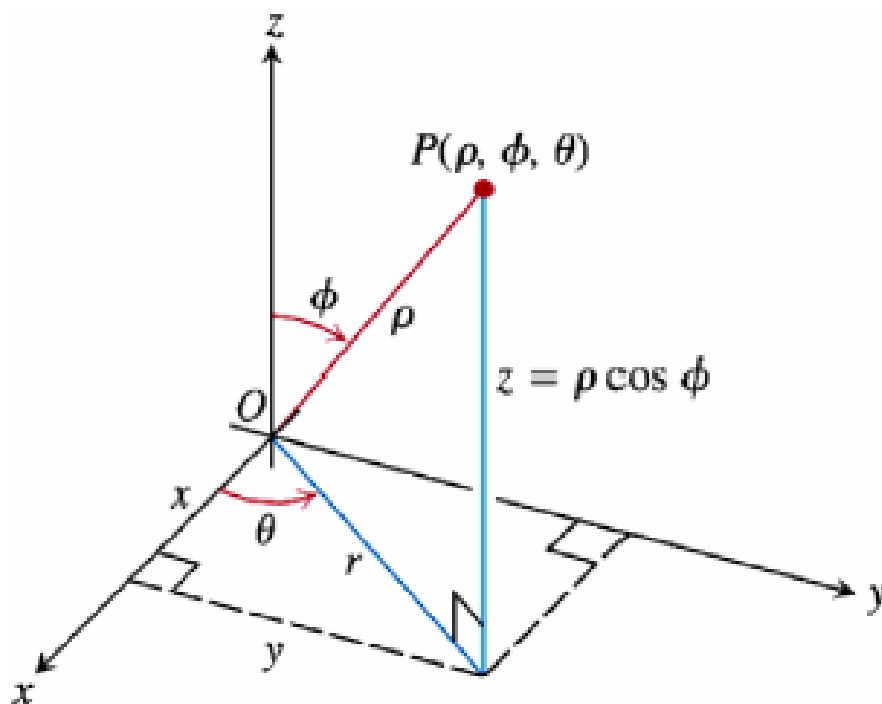


Figura 21. Coordenadas en el espacio R^3 .

En la tabla 17 se muestran los ángulos de salida del aire (θ) (calculado mediante las ecuaciones 10 y 11), así como la media y las desviaciones (calculada mediante la ecuación 9) de este ángulo para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 13) en las distintas alturas.

Es de destacar que existen valores de ángulos de salida del aire (θ) negativos, es decir, que el vector velocidad resultante incidirá en un punto del terreno. Estos ángulos negativos son de valores muy bajos (menores de 10°) y su función es dirigir la nube de gotas pulverizadas a aquellas zonas del árbol que se encuentran a alturas próximas al terreno, circunstancia habitual en plantaciones donde la recolección del fruto se realiza manualmente, reduciendo en la medida de lo posible el riesgo de accidente por caída, al posicionarse el operario pies en tierra y no utilizar medios de elevación, por ejemplo escaleras manuales.

Asimismo se puede apreciar en la posición B, valores de este ángulo mayores que en posición A, debido este hecho a la componente rotacional que el giro del ventilador (figura 22) traslada al aire.

Tabla 17. Ángulo θ y media y desviación de éstos para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).

ALTURA (cm)	ÁNGULO θ (°)			
	POSICIÓN A	POSICIÓN B	MEDIA AB	DESVIACIÓN(%)
50	-7,68	-5,64	-6,66	15,32
60	-6,27	-3,76	-5,02	25,02
70	-6,33	0,02	-3,16	100,63
80	-2,73	5,54	1,41	294,31
90	-0,50	9,08	4,29	111,66
100	1,99	16,42	9,21	78,38
110	5,24	18,92	12,08	56,62
120	8,04	23,46	15,75	48,95
130	14,37	27,38	20,88	31,16
140	18,80	28,95	23,88	21,26
150	22,00	30,87	26,44	16,78
160	24,83	36,41	30,62	18,91
170	29,56	40,69	35,13	15,84
180	32,79	43,02	37,91	13,49
190	32,62	44,45	38,54	15,35
200	35,15	48,34	41,75	15,8
210	38,23	48,98	43,61	12,33
220	39,03	53,42	46,23	15,57
230	42,66	54,76	48,71	12,42

En la tabla 18 se muestran los valores del ángulo ϕ (calculado mediante la ecuación 12), así como la media y las desviaciones (calculada mediante la ecuación 13) de este ángulo para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 13).

$$\text{Desviación (\%)} = \frac{|\text{Media Posiciones 1 y 2} - \text{Valor Posición 1 o 2}|}{\text{Media Posiciones 1 y 2}} \cdot 100 \quad \text{Ecuación (13)}$$

El vector W, utilizado en la ecuación 12, en las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 13) tiene sentido horizontal desde el ventilador trasero hacia el delantero.

Tabla 18. Ángulo ϕ , media y desviación de éstos para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 13).

ALTURA (cm)	ÁNGULO ϕ (°)			
	POSICIÓN A	POSICIÓN B	MEDIA AB	DESVIACIÓN (%)
50	89,44	90,66	90,05	0,68
60	89,95	86,89	88,42	1,73
70	91,61	87,61	89,61	2,23
80	91,61	93,76	92,69	1,16
90	91,20	99,86	95,53	4,53
100	90,91	97,45	94,18	3,47
110	92,48	94,61	93,55	1,14
120	90,50	94,96	92,73	2,40
130	90,97	94,82	92,90	2,07
140	92,31	97,21	94,76	2,59
150	92,16	95,02	93,59	1,53
160	92,73	95,20	93,97	1,31
170	95,61	92,85	94,23	1,46
180	96,54	93,80	95,17	1,44
190	98,69	96,02	97,36	1,37
200	101,57	96,52	99,05	2,55
210	107,55	96,76	102,16	5,28
220	122,02	97,80	109,91	11,02
230	114,73	97,54	106,14	8,10

Una vez obtenidos la velocidad resultante y el ángulo θ , se realizó el gráfico de la figura 22 donde se representa y resume lo plasmado en las tablas 16 y 17.

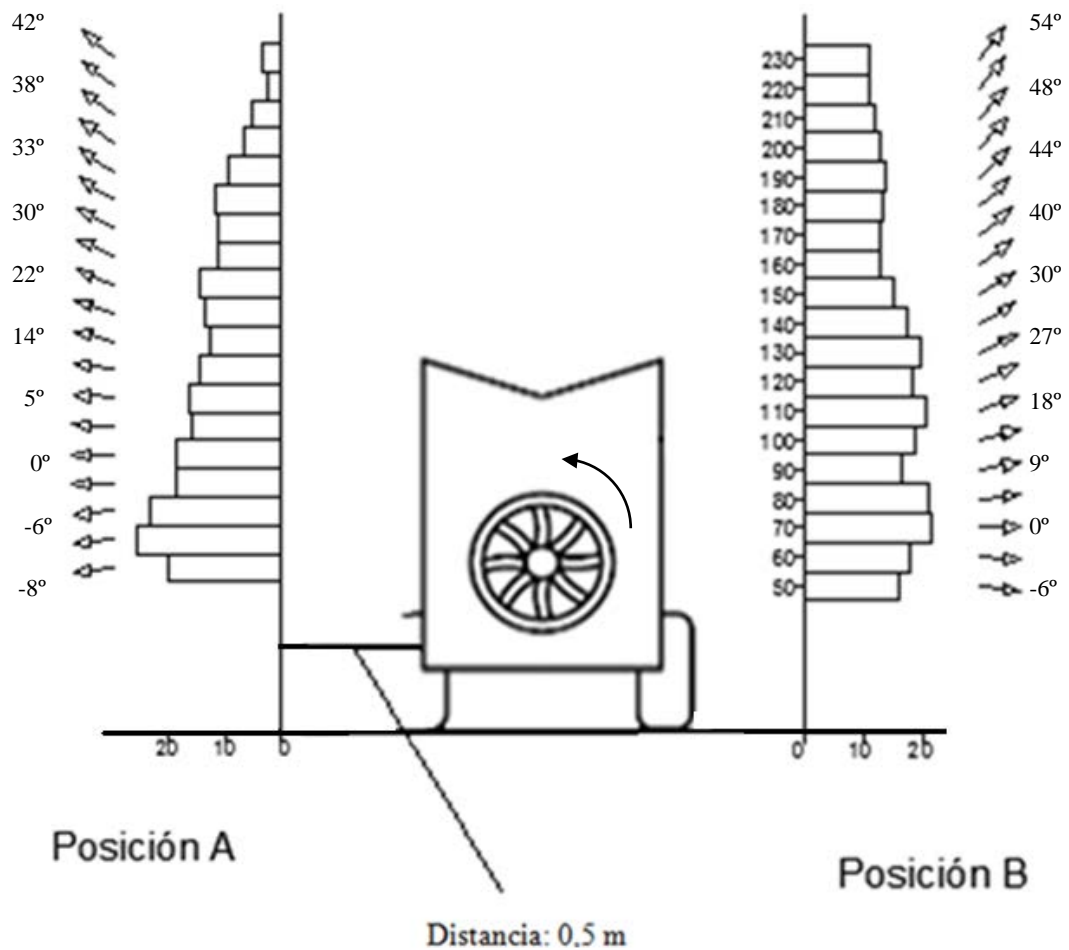
Vista desde la aspiración del ventilador:

Figura 22. Gráfico que muestra la distribución de la velocidad del aire (ρ) y la dirección del flujo de aire (θ) en las distintas alturas para las posiciones A y B del ventilador trasero (figura 12).
Vista desde la aspiración del ventilador trasero.

Ventilador Delantero:

Se realizó el mismo procedimiento que en el caso del ventilador trasero. En la tabla 19 se muestran los datos obtenidos, mediante el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster, descrito en el apartado 3.3, de las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13). Éstos se modifican para ser simétricos y poder compararlos. Así, el vector U tiene sentido horizontal desde la salida del ventilador hacia el exterior (perpendicular al eje del atomizador), el vector V tiene sentido vertical hacia arriba y el vector W sentido horizontal desde el ventilador delantero hacia el trasero.

Tabla 19. Datos obtenidos con el anemómetro ultrasónico tridimensional WindMaster en las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).

ALTURA (cm)	VELOCIDAD (m/s) POSICIÓN C			VELOCIDAD (m/s) POSICIÓN D		
	U	V	W	U	V	W
50	11,78	-0,74	-1,98	18,39	-5,73	1,43
60	19,48	0,25	-0,93	17,09	-5,93	1,36
70	17,46	1,74	-0,48	14,58	-4,30	0,51
80	13,44	1,53	-1,13	13,76	-2,94	0,45
90	10,49	2,00	-1,56	12,76	-1,58	0,08
100	10,89	2,82	-1,86	13,51	-1,5	0,06
110	13,08	4,26	-1,74	11,31	-0,68	-0,06
120	10,94	4,18	-1,60	10,05	0,11	0,15
130	10,18	4,42	-1,35	9,27	0,67	-0,11
140	9,31	5,46	-1,46	7,13	1,03	-0,32
150	7,76	4,09	-1,47	7,70	1,95	-0,61
160	5,59	3,53	-1,28	8,28	3,17	-0,54
170	6,97	4,88	-0,93	7,07	3,11	-0,65
180	7,23	5,69	-0,85	6,78	3,72	-0,58
190	7,28	5,33	-0,64	6,68	3,53	-0,22
200	6,60	5,80	0,80	6,68	3,78	-0,14
210	6,68	6,17	-1,24	5,02	3,86	-0,47
220	7,54	7,08	-1,10	2,35	2,01	-0,87
230	10,18	9,77	-0,52	5,69	3,82	-0,36

En la tabla 20 se muestran las velocidades resultantes (calculadas mediante la ecuación 8), así como la media y las desviaciones (calculada mediante la ecuación 9) de estas velocidades para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13) en las diferentes alturas.

Tabla 20. Velocidades resultantes y media y desviación de éstas para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).

ALTURA (cm)	VELOCIDAD RESULTANTE (ρ) (m/s)			
	POSICIÓN C	POSICIÓN D	MEDIA CD	DESVIACIÓN(%)
50	11,97	19,32	15,65	23,49
60	19,51	18,14	18,83	3,64
70	17,55	15,21	16,38	7,14
80	13,57	14,08	13,83	1,84
90	10,79	12,86	11,83	8,75
100	11,41	13,59	12,50	8,72
110	13,86	11,33	12,60	10,04
120	11,81	10,05	10,93	8,05
130	11,18	9,29	10,24	9,23
140	10,89	7,21	9,05	20,33
150	8,90	7,97	8,44	5,51
160	6,73	8,88	7,81	13,77
170	8,56	7,75	8,16	4,97
180	9,24	7,75	8,50	8,77
190	9,04	7,55	8,30	8,98
200	8,82	7,68	8,25	6,91
210	9,17	6,35	7,76	18,17
220	10,40	3,21	6,81	52,83
230	14,12	6,86	10,49	34,60

En la tabla 21 se muestran los ángulos de salida del aire (θ) (calculados mediante la ecuación 10 y 11), así como la media y las desviaciones (calculada mediante la ecuación 9) de este ángulo para las posiciones C y D del ventilador trasero (figura 13) en las distintas alturas.

Tabla 21. Ángulo θ y media y desviación de éstos para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).

ALTURA (cm)	ÁNGULO (θ)°			
	POSICIÓN C	POSICIÓN D	MEDIA CD	DESVIACIÓN(%)
50	-3,59	-17,31	-10,45	65,65
60	0,74	-19,12	-9,19	108,05
70	5,70	-16,42	-5,36	206,34
80	6,49	-12,06	-2,79	333,03
90	10,77	-7,05	1,86	479,03
100	14,53	-6,35	4,09	255,26
110	18,06	-3,45	7,31	147,23
120	20,90	0,64	10,77	94,06
130	23,47	4,13	13,8	70,07
140	30,68	8,23	19,46	57,7
150	27,78	14,19	20,99	32,38
160	32,25	20,98	26,62	21,17
170	35,01	23,79	29,4	19,08
180	38,21	28,77	33,49	14,09
190	36,19	27,84	32,02	13,04
200	41,31	29,52	35,42	16,65
210	42,73	37,61	40,17	6,37
220	43,22	40,55	41,89	3,19
230	43,83	33,86	38,85	12,83

En la tabla 22 se muestra el valor del ángulo de salida del aire (θ) (calculado mediante la ecuación 10 y 11), así como la media y las desviaciones (calculada mediante la ecuación 9) de este ángulo para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13, tabla 22) en las distintas alturas. El vector W, utilizado en la ecuación 12, en las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13) tiene sentido horizontal desde el ventilador delantero hacia el trasero.

Al igual que para el ventilador posterior, en este caso se obtienen valores de ángulo de impulsión en el plano negativos, con la misma finalidad y causa que en el ventilador trasero.

Tabla 22. Ángulo ϕ , media y desviación de éstos para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 13).

ALTURA (cm)	ÁNGULO ϕ (°)			
	POSICIÓN C	POSICIÓN D	MEDIA CD	DESVIACIÓN (%)
50	99,53	85,77	92,65	7,43
60	92,75	85,71	89,23	3,94
70	91,58	88,07	89,83	1,95
80	94,78	88,18	91,48	3,61
90	98,32	89,65	93,99	4,61
100	99,40	89,74	94,57	5,11
110	97,23	90,30	93,77	3,70
120	97,76	89,16	93,46	4,60
130	96,94	90,69	93,82	3,33
140	97,71	92,51	95,11	2,73
150	99,49	94,38	96,94	2,64
160	100,94	93,48	97,21	3,84
170	96,26	94,78	95,52	0,77
180	95,25	94,28	94,77	0,51
190	94,04	91,68	92,86	1,27
200	95,22	91,05	93,14	2,24
210	97,78	94,27	96,03	1,83
220	96,06	105,81	100,94	4,83
230	92,12	93,02	92,57	0,49

Una vez obtenido la velocidad resultante y el ángulo θ , se realizó el gráfico de la figura 23 donde se representa y resume lo plasmado en las tablas 20 y 21.

Los resultados mostrados en este apartado 4.2, están en concordancia con los obtenidos por Delete et al. (2005), que reflejan la variación de la velocidad de viento en función de la altura.

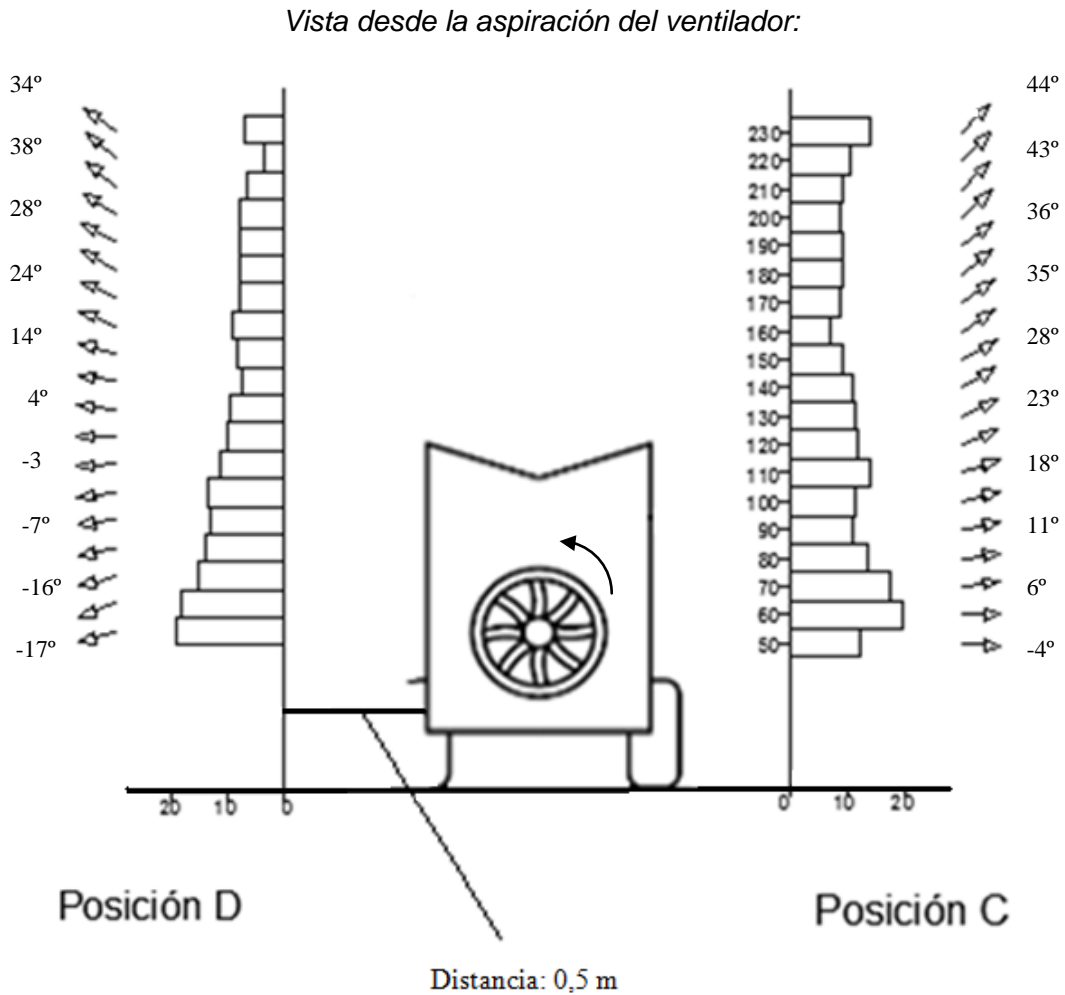


Figura 23: Gráfico que muestra la distribución de la velocidad del aire (ρ) y la dirección del flujo de aire (θ) en las distintas alturas para las posiciones C y D del ventilador delantero (figura 8).
Vista desde la aspiración del ventilador delantero.

4.2. Caracterización del flujo de aire generado por la máquina en su conjunto.

4.2.1. Medida de las velocidades de impulsión del aire en el entorno de la máquina.

Para estudiar los datos obtenidos en este ensayo, se realizó un análisis de varianza (ANOVA) utilizando el software Statistica 7.0. Se estudió el efecto que las diferentes variables del ensayo tenían sobre la variable velocidad absoluta, siendo ésta por lo tanto la variable dependiente. Las variables independientes analizadas, así como los valores de éstas están recogidas en la tabla 6.

Los resultados del análisis estadístico se muestran en tabla 23, donde en color rojo aparecen aquellas relaciones que son significativas estadísticamente.

Tabla 23. Análisis de varianza en el ensayo estático considerando las variables: 1 número de ventiladores, 2 configuración del ventilador, 3 sección, 4 distancia del punto de medida, 5 altura de medida, 6 lado de la máquina analizado.

Univariate Tests of Significance for Veloc (m/s) (EnsayoEstatico.sta) Sigma-restricted parameterization Effective hypothesis decomposition					
	SS	Degr. of	MS	F	p
Intercept	40790,51	1	40790,51	95289,07	0,000000
{1}Ventilador	3118,50	1	3118,50	7285,01	0,000000
{2}Conf Vent	472,89	2	236,44	552,35	0,000000
{3}Sección	18269,40	2	9134,70	21339,21	0,000000
{4}Distancia	3692,68	2	1846,34	4313,16	0,000000
{5}Altura	7488,80	3	2496,27	5831,42	0,000000
{6}Lado	0,00	1	0,00	0,00	1,000000
Ventilador* Conf Vent	37,01	2	18,50	43,23	0,000000
Ventilador* Sección	715,02	2	357,51	835,16	0,000000
Conf Vent * Sección	207,65	4	51,91	121,27	0,000000
Ventilador* Distancia	606,98	2	303,49	708,97	0,000000
Conf Vent * Distancia	116,46	4	29,11	68,01	0,000000
Sección * Distancia	1725,82	4	431,45	1007,90	0,000000
Ventilador*Altura	68,39	3	22,80	53,26	0,000000
Conf Vent *Altura	168,34	6	28,06	65,54	0,000000
Sección *Altura	7345,95	6	1224,33	2860,10	0,000000
Distancia *Altura	1394,74	6	232,46	543,03	0,000000
Ventilador*Lado	11,63	1	11,63	27,17	0,000000
Conf Vent *Lado	40,66	2	20,33	47,50	0,000000
Sección *Lado	130,89	2	65,44	152,88	0,000000
Distancia *Lado	19,31	2	9,65	22,55	0,000000
Altura*Lado	264,98	3	88,33	206,33	0,000000
Ventilador* Conf Vent * Sección	56,74	4	14,18	33,13	0,000000
Ventilador* Conf Vent * Distancia	35,56	4	8,89	20,77	0,000000
Ventilador* Sección * Distancia	586,84	4	146,71	342,72	0,000000
Conf Vent * Sección * Distancia	163,23	8	20,40	47,66	0,000000
Ventilador* Conf Vent *Altura	92,59	6	15,43	36,05	0,000000
Ventilador* Sección *Altura	1837,87	6	306,31	715,56	0,000000
Conf Vent * Sección *Altura	371,22	12	30,94	72,27	0,000000
Ventilador* Distancia *Altura	27,22	6	4,54	10,60	0,000000
Conf Vent * Distancia *Altura	404,00	12	33,67	78,65	0,000000
Sección * Distancia *Altura	1155,84	12	96,32	225,01	0,000000
Ventilador* Conf Vent *Lado	25,31	2	12,65	29,56	0,000000
Ventilador* Sección *Lado	385,18	2	192,59	449,90	0,000000
Conf Vent * Sección *Lado	101,34	4	25,33	59,18	0,000000
Ventilador* Distancia *Lado	26,16	2	13,08	30,56	0,000000
Conf Vent * Distancia *Lado	18,53	4	4,63	10,82	0,000000
Sección * Distancia *Lado	28,57	4	7,14	16,68	0,000000

Ventilador*Altura*Lado	67,62	3	22,54	52,66	0,000000
Conf Vent *Altura*Lado	268,61	6	44,77	104,58	0,000000
Sección *Altura*Lado	1012,94	6	168,82	394,38	0,000000
Distancia *Altura*Lado	217,95	6	36,32	84,86	0,000000
1*2*3*4	157,46	8	19,68	45,98	0,000000
1*2*3*5	607,18	12	50,60	118,20	0,000000
1*2*4*5	284,77	12	23,73	55,44	0,000000
1*3*4*5	1197,01	12	99,75	233,02	0,000000
Conf Vent * Sección * Distancia *Altura	1123,18	24	46,80	109,33	0,000000
Ventilador* Conf Vent * Sección *Lado	93,55	4	23,39	54,64	0,000000
1*2*4*6	9,48	4	2,37	5,54	0,000192
Ventilador* Sección * Distancia *Lado	53,76	4	13,44	31,40	0,000000
Conf Vent * Sección * Distancia *Lado	25,62	8	3,20	7,48	0,000000
1*2*5*6	77,71	6	12,95	30,26	0,000000
Ventilador* Sección *Altura*Lado	118,67	6	19,78	46,20	0,000000
Conf Vent * Sección *Altura*Lado	664,81	12	55,40	129,42	0,000000
1*4*5*6	247,19	6	41,20	96,24	0,000000
Conf Vent * Distancia *Altura*Lado	188,09	12	15,67	36,62	0,000000
Sección * Distancia *Altura*Lado	349,49	12	29,12	68,04	0,000000
1*2*3*4*5	933,38	24	38,89	90,85	0,000000
Ventilador* Conf Vent * Sección **Lado	44,68	8	5,58	13,05	0,000000
Ventilador* Conf Vent * Sección **Lado	242,23	12	20,19	47,16	0,000000
1*2*4*5*6	245,16	12	20,43	47,73	0,000000
1*3*4*5*6	528,73	12	44,06	102,93	0,000000
2*3*4*5*6	425,37	24	17,72	41,40	0,000000
1*2*3*4*5*6	505,54	24	21,06	49,21	0,000000
Error	1664,34	3888	0,43		

En base al análisis de varianza (ANOVA) recogido en la tabla 23 las variables que más afectan al valor de la velocidad son, en este orden: sección, altura, y distancia. Este hecho es lógico ya que los valores de velocidad varían con la posición de medida (Endalew et al., 2010a). Por el contrario, la variable lado no afecta al valor de velocidad, lo cual indica que las velocidades de aire son similares a ambos lados del ventilador, obteniendo un tratamiento simétrico.

La variable ventilador, que indica el número de ventiladores que están en funcionamiento, también afecta de manera significativa en mucha mayor medida que la variable

configuración del ventilador, que muestra el caudal de aire aportado. Este hecho es interesante puesto que indica que la utilización de dos ventiladores tiene una mayor incidencia en la velocidad del aire que la utilización de un único ventilador con diferentes configuraciones, es decir, con diferentes caudales de aspiración.

Podría por tanto analizarse si con dos ventiladores y un bajo caudal de aspiración se consiguen efectos similares a los obtenidos con un ventilador y un caudal elevado.

Análisis del efecto de la variable configuración del ventilador (caudal aspirado) y la variable ventilador (T o T+D) en la velocidad del aire:

La Figura 24 refleja los valores de velocidad absoluta en las secciones A, B y C de la máquina en función de la configuración del ventilador (caudal) y del número de ventiladores en funcionamiento (trasero T; trasero + delantero T+D).

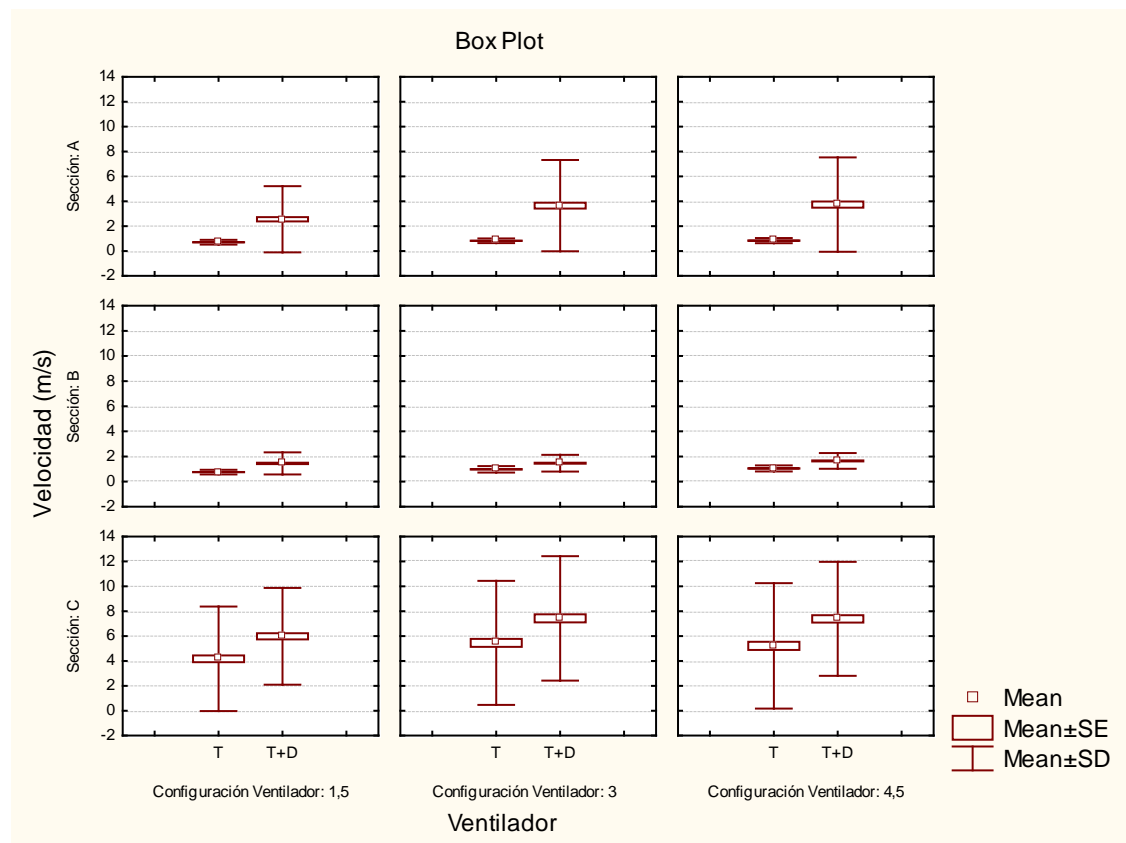


Figura 24. Gráfico de comparación de la velocidad en función de la configuración del ventilador y los ventiladores que están en funcionamiento en las diferentes secciones.

En la figura 24 se aprecia que utilizando dos ventiladores (Trasero + Delantero) al menor caudal de aspiración (configuración del ventilador en posición 1,5) se obtienen, en cualquiera de las secciones (A, B y C), mayores velocidades de aire que utilizando un

único ventilador a caudal de aspiración máximo (configuración del ventilador en posición 4,5). Habría que analizar el consumo energético en este sentido.

Además, se realizó un Test de Tukey para analizar la influencia que tienen las variables independientes “ventilador” (T o T+D) y “configuración del ventilador” (1,5 – 3 – 4,5) en la variable a analizar (variable dependiente = velocidad). La tabla 24 muestra en color rojo aquellas relaciones que son significativas estadísticamente.

Tabla 24. Test de Tukey: Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Ventiladores en funcionamiento y configuración de los álabes del ventilador.

Tukey HSD test; variable Veloc (m/s) (EnsayoEstatico.sta) Approximate Probabilities for Post Hoc Tests Error: Between MS = 13,662, df = 4314,0

	ventilador	Config.	{1}	{2}	{3}	{4}	{5}	{6}
1	T	1,5		0,062871	0,123359	0,000020	0,000020	0,000020
2	T	3	0,062871		0,999825	0,000063	0,000020	0,000020
3	T	4,5	0,123359	0,999825		0,000031	0,000020	0,000020
4	T+D	1,5	0,000020	0,000063	0,000031		0,000189	0,000046
5	T+D	3	0,000020	0,000020	0,000020	0,000189		0,998916
6	T+D	4,5	0,000020	0,000020	0,000020	0,000046	0,998916	

Cuando se utiliza únicamente el ventilador trasero, no existen diferencias significativas entre los tres caudales de aspiración (configuraciones del ventilador 1,5 ,3; 4,5) analizados. Sin embargo, cuando se utilizan los dos ventiladores (Trasero + Delantero) sí existen diferencias significativas entre las configuraciones del ventilador 1,5 y 3; 1,5 y 4,5; pero no existen diferencias significativas entre las configuraciones 3 y 4,5.

Este hecho indica que la máquina podría ser regulada con una configuración de los álabes del ventilador en posición 3, obteniendo resultados similares a si se utilizase una configuración en posición 4,5 y por lo tanto con un menor consumo energético tanto en el caso de que esté sólo en funcionamiento el ventilador trasero como en el caso de que estén en funcionamiento tanto el ventilador trasero como el delantero.

Esto se aprecia claramente en la figura 25, donde la configuración de los álabes de los ventiladores en posición 3 y 4,5 tienen resultados muy similares en cualquiera de las secciones (A, B y C) analizadas.

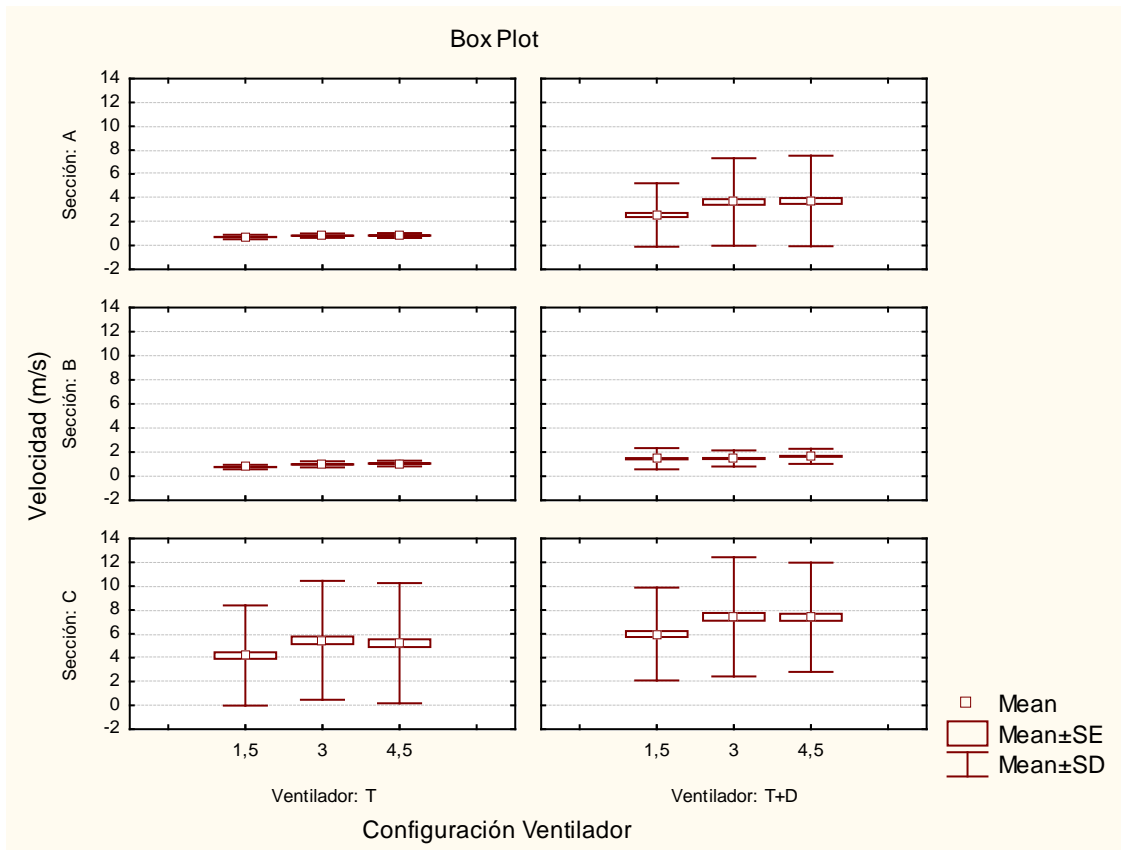


Figura 25. Gráfico que muestra la igualdad de la velocidad en las diferentes secciones(A, B y C) en el caso de estar en funcionamiento el ventilador trasero (T) y en el caso de estar en funcionamiento los dos ventiladores (T+D) utilizando una configuración del ventilador en posición de los álabes: 3 y 4,5.

Análisis del efecto de la variable ventilador y la posición de medida (variables sección y distancia) en la velocidad:

La figura 26 refleja los valores de velocidad absoluta en las distintas distancias al eje de la máquina: 1,5; 2,5 y 3,5 m. en función de las secciones A, B y C de la máquina y del número de ventiladores encendidos (Trasero T; Trasero + Delantero T+D).

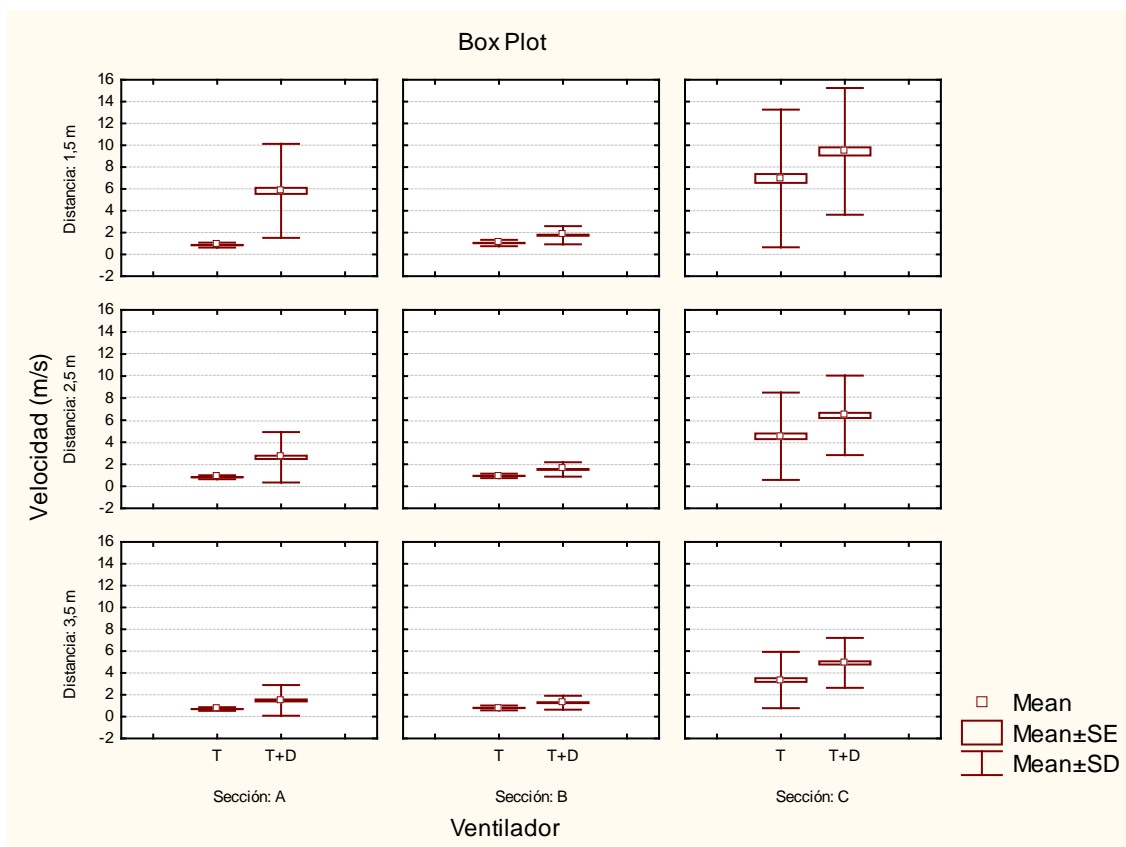


Figura 26. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad según los ventiladores en funcionamiento (Trasero: T y Trasero + Delantero: T+D) para las diferentes posiciones de medidas (sección y distancia).

Como se aprecia en la figura 26, en la sección B la diferencia entre las velocidades obtenidas teniendo en funcionamiento sólo el ventilador trasero y las obtenidas teniendo en funcionamiento los dos ventiladores (Trasero + Delantero) no son tan elevadas como en las secciones A y C. Este hecho es lógico al tratarse de una sección intermedia alejada por tanto del área de mayor influencia de los ventiladores.

En la figura 27 se analiza la velocidad del aire en la sección B (sección intermedia de la máquina) para diferentes configuraciones del ventilador (1,5; 3; 4,5) y distancias del eje (1,5; 2,5 y 3,5 m) comparando si están en funcionamiento uno (T) o los dos ventiladores (T+D).

Como se puede observar, se produce un incremento de velocidad de aire medida en la sección B cuando se utilizan los dos ventiladores, en lugar de cuando se utiliza solo un único ventilador (Trasero).

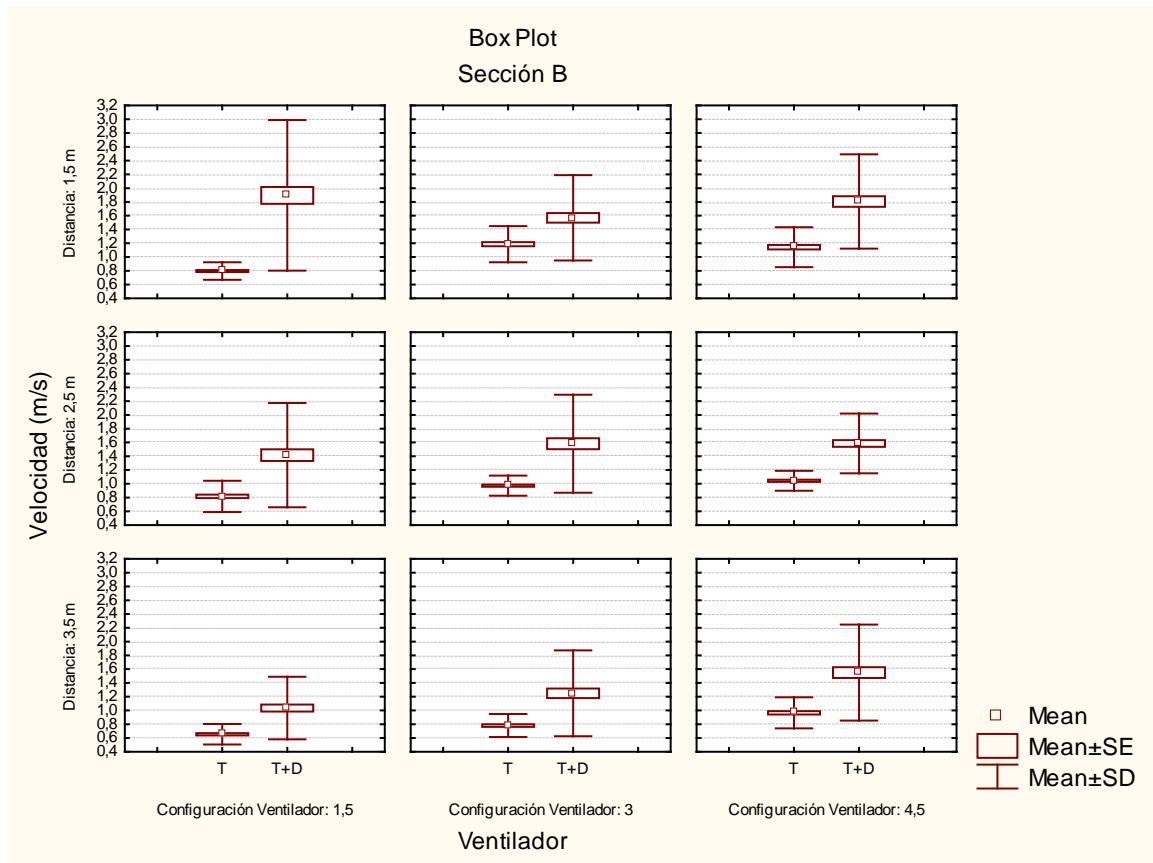


Figura 27. Gráfico para la comparación de la velocidad en la sección B en las distintas alturas en función de los ventiladores en funcionamiento (Trasero: T y Trasero + Delantero: T+D) y de la configuración del ventilador (1,5; 3; 4,5).

Se ha realizado el Test de Tukey para analizar si hay diferencias significativas de velocidad absoluta en las diferentes secciones (A, B y C) para las distintas configuraciones del ventilador (caudal) en el caso de estar en funcionamiento el ventilador trasero (tabla 25) y en el caso de estar en funcionamiento los dos ventiladores (Trasero + Delantero) (tabla 26) donde en color rojo aparecen aquellas relaciones que son significativas estadísticamente.

Analizando la tabla 25 se observa que, para las distintas configuraciones de los álabes del ventilador, no hay diferencias significativas entre las velocidades de las secciones A y B. En cambio, sí existen diferencias significativas de la sección C con el resto de secciones para cada una de las configuraciones.

Tabla 25. Test de Tukey: Ventilador Trasero. Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Configuración del ventilador y sección.

Tukey HSD test; variable Veloc (m/s) (EnsayoEstatico.sta) Approximate Probabilities for Post Hoc Tests Error: Between MS = 7,5836, df = 2151,0 Include condition: v1=1

	Conf. Vent	Sección	{1}	{2}	{3}	{4}	{5}	{6}	{7}	{8}	{9}
1	1,5	A		1,0000 00	0,0000 10	0,999 953	0,9773 58	0,0000 10	0,9998 81	0,9126 71	0,000 010
2	1,5	B	1,0000 00		0,0000 10	0,999 999	0,9935 28	0,0000 10	0,9999 97	0,9624 50	0,000 010
3	1,5	C	0,0000 10	0,0000 10		0,000 010	0,0000 10	0,0000 22	0,0000 10	0,0000 10	0,001 207
4	3	A	0,9999 53	0,9999 99	0,0000 10		0,9994 76	0,0000 10	1,0000 00	0,9926 78	0,000 010
5	3	B	0,9773 58	0,9935 28	0,0000 10	0,999 476		0,0000 10	0,9997 50	0,9999 99	0,000 010
6	3	C	0,0000 10	0,0000 10	0,0000 22	0,000 010	0,0000 10		0,0000 10	0,0000 10	0,989 547
7	4,5	A	0,9998 81	0,9999 97	0,0000 10	1,000 000	0,9997 50	0,0000 10		0,9953 73	0,000 010
8	4,5	B	0,9126 71	0,9624 50	0,0000 10	0,992 678	0,9999 99	0,0000 10	0,9953 73		0,000 010
9	4,5	C	0,0000 10	0,0000 10	0,0012 07	0,000 010	0,0000 10	0,9895 47	0,0000 10	0,0000 10	

Analizando los resultados de la tabla 26 se observa que, para cada una de las configuraciones del ventilador existen diferencias significativas entre las secciones A, B y C. Por lo tanto el hecho de que v1=2 (ventilador Trasero + Delantero) indica que se consiguen, para una configuración determinada (es decir, un caudal de aspiración determinado), velocidades de aire diferenciadas en las tres secciones de trabajo (A, B y C). Esto no ocurre cuando se trabaja con un único ventilador trasero donde en la sección C, como es lógico, se obtienen altas velocidades pero no afecta a las secciones A y B.

Tabla 26. Test de Tukey: Ventilador Trasero + Delantero. Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Configuración del ventilador y sección.

Tukey HSD test; variable Veloc (m/s) (EnsayoEstatico.sta) Approximate Probabilities for Post Hoc Tests Error: Between MS = 10,868, df = 2151,0 Include condition: v1=2

	Conf. Vent.	Sección	{1}	{2}	{3}	{4}	{5}	{6}	{7}	{8}	{9}
1	1,5	A		0,0074 14	0,0000 10	0,0081 03	0,0092 35	0,0000 10	0,0028 32	0,0647 36	0,0000 10
2	1,5	B	0,007 414		0,0000 10	0,0000 10	1,0000 00	0,0000 10	0,0000 10	0,9992 25	0,0000 10
3	1,5	C	0,000 010	0,0000 10		0,0000 10	0,0000 10	0,0000 65	0,0000 10	0,0000 10	0,0001 38
4	3	A	0,008 103	0,0000 10	0,0000 10		0,0000 10	0,0000 10	0,9999 99	0,0000 10	0,0000 10
5	3	B	0,009 235	1,0000 00	0,0000 10	0,0000 10		0,0000 10	0,0000 10	0,9996 16	0,0000 10
6	3	C	0,000 010	0,0000 10	0,0000 65	0,0000 10	0,0000 10		0,0000 10	0,0000 10	1,0000 00
7	4,5	A	0,002 832	0,0000 10	0,0000 10	0,9999 99	0,0000 10	0,0000 10		0,0000 10	0,0000 10
8	4,5	B	0,064 736	0,9992 25	0,0000 10	0,0000 10	0,9996 16	0,0000 10	0,0000 10		0,0000 10
9	4,5	C	0,000 010	0,0000 10	0,0001 38	0,0000 10	0,0000 10	1,0000 00	0,0000 10	0,0000 10	

Análisis del efecto del lado, la posición de medida (variables sección y distancia) y la variable ventilador en la velocidad:

Como se ha comentado anteriormente, no hay diferencias significativas en la velocidad del aire para los dos lados (izquierdo y derecho) como muestran los resultados del test de Tukey (tabla 27). Éste muestra en color rojo si hay relaciones que son significativas estadísticamente de velocidad absoluta en las diferentes distancias al eje de la máquina para los dos lados en el caso de estar en funcionamiento el ventilador Trasero (T) y en el caso de estar en funcionamiento los dos ventiladores (Trasero + Delantero: T+D).

Se observa que (tabla 27), para cada una de las distancias del eje del ventilador, no hay diferencias significativas entre los dos lados, tanto en el caso de estar en funcionamiento únicamente el ventilador trasero como en el caso de estar en funcionamiento los dos. Además se aprecian diferencias significativas si se compara el mismo caso funcionando sólo el ventilador trasero y funcionando los dos excepto en el siguiente caso: distancia 3,5 m; lado derecho.

Tabla 27. Test de Tukey: Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Ventiladores en funcionamiento, distancias al eje del atomizador y lado.

Tukey HSD test; variable Velocidad (m/s) (m) Approximate Probabilities for Post Hoc Tests
Error: Between MS = 12,788, df = 4308,0

	Vent	Dist	Lad	{1}	{2}	{3}	{4}	{5}	{6}	{7}	{8}	{9}	{10}	{11}	{12}
1	T	1,5	IZQ		1,00 0000	0,12 6196	0,00 9928	0,00 0033	0,00 0030	0,00 0018	0,00 0018	0,75 3540	0,60 5812	0,98 7391	0,69 0728
2	T	1,5	DE R	1,00 0000		0,27 1256	0,03 1324	0,00 0103	0,00 0091	0,00 0018	0,00 0018	0,52 2024	0,37 1253	0,99 9194	0,87 9258
3	T	2,5	IZQ	0,12 6196	0,27 1256		0,99 9718	0,54 2663	0,52 2191	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0091	0,00 0042	0,85 9007	0,99 8733
4	T	2,5	DE R	0,00 9928	0,03 1324	0,99 9718		0,96 2112	0,95 6365	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,32 6340	0,85 0448
5	T	3,5	IZQ	0,00 0033	0,00 0103	0,54 2663	0,96 2112		1,00 0000	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 4845	0,07 1735
6	T	3,5	DE R	0,00 0030	0,00 0091	0,52 2191	0,95 6365	1,00 0000		0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 4340	0,06 6118
7	T+D	1,5	IZQ	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018		0,84 5375	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018
8	T+D	1,5	DE R	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,84 5375		0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018
9	T+D	2,5	IZQ	0,75 3540	0,52 2024	0,00 0091	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018		1,00 0000	0,07 5230	0,00 5168
10	T+D	2,5	DE R	0,60 5812	0,37 1253	0,00 0042	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	0,00 0018	1,00 0000		0,03 9288	0,00 2185
11	T+D	3,5	IZQ	0,98 7391	0,99 9194	0,85 9007	0,32 6340	0,00 4845	0,00 4340	0,00 0018	0,00 0018	0,07 5230	0,03 9288		0,99 9773
12	T+D	3,5	DE R	0,69 0728	0,87 9258	0,99 8733	0,85 0448	0,07 1735	0,06 6118	0,00 0018	0,00 0018	0,00 5168	0,00 2185	0,99 9773	

El análisis de este caso (lado derecho, distancia 3,5 m) para las diferentes secciones (figura 28), muestra que las diferencias de velocidad sólo son notorias en la sección C, mientras que en las secciones A y B son muy similares.

Sin embargo, si se analiza el mismo caso pero en el lado izquierdo (figura 29) se observan diferencias notorias en las secciones A y C. Incluso en la sección B se aprecia diferencia.

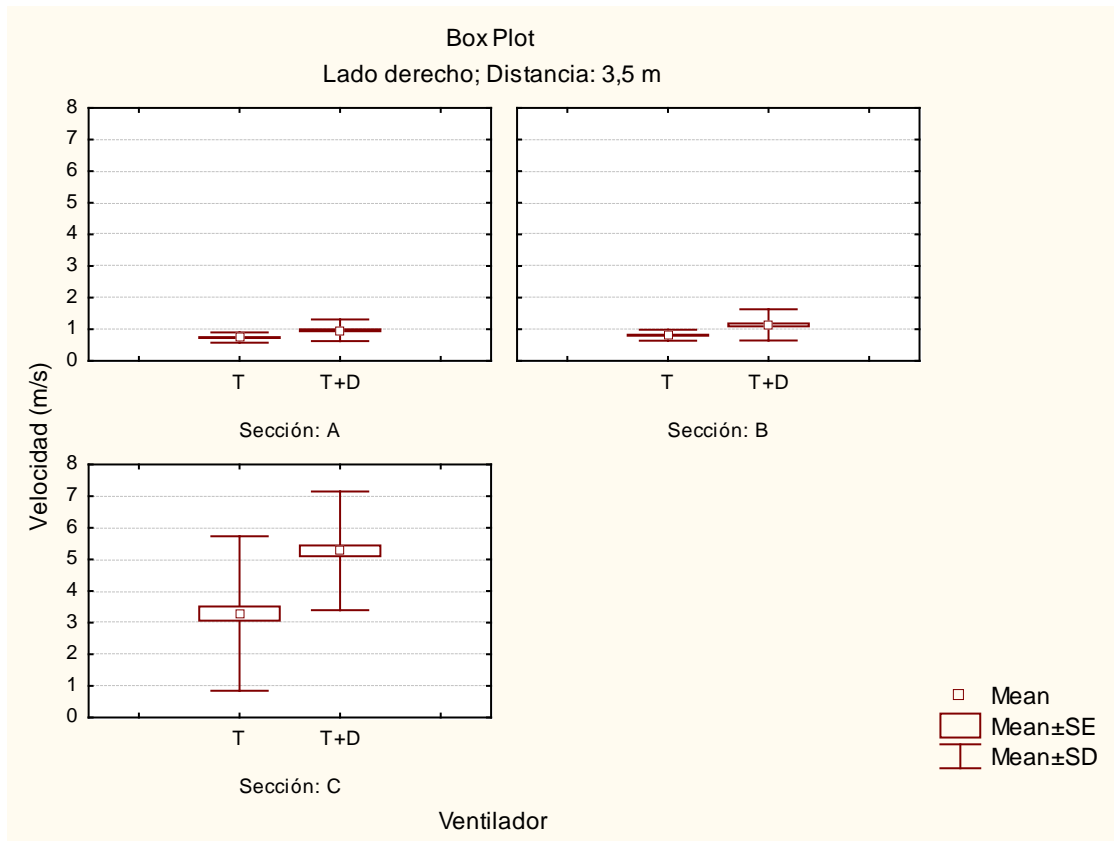


Figura 28. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones a una distancia de 3,5 m en el lado derecho.

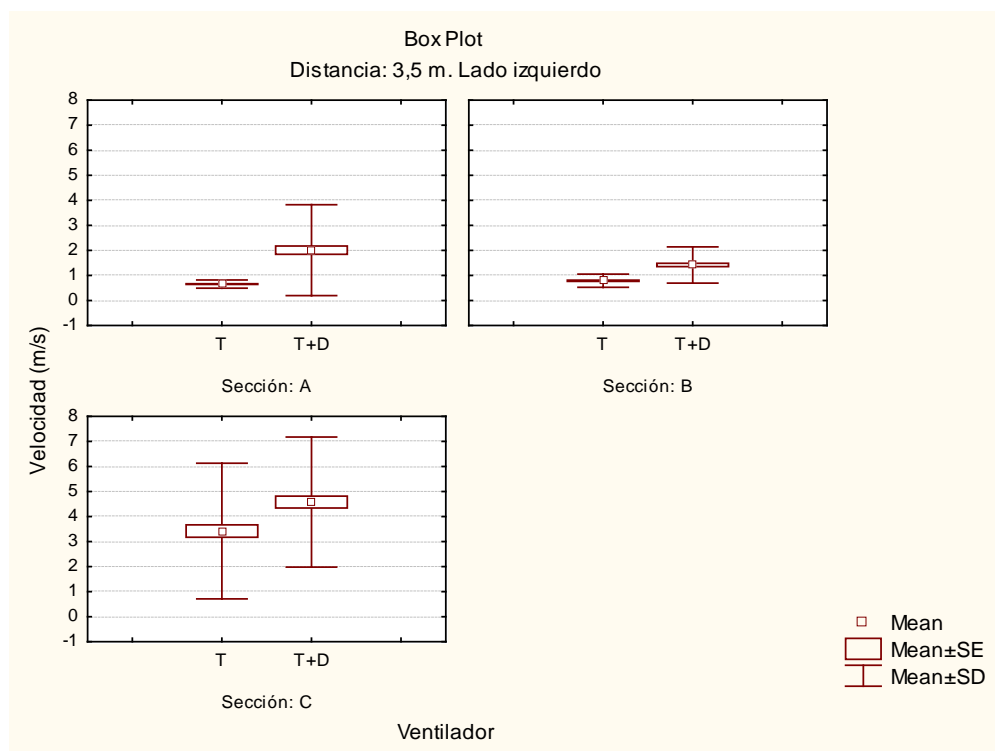


Figura 29. Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones a una distancia de 3,5 m en el lado izquierdo.

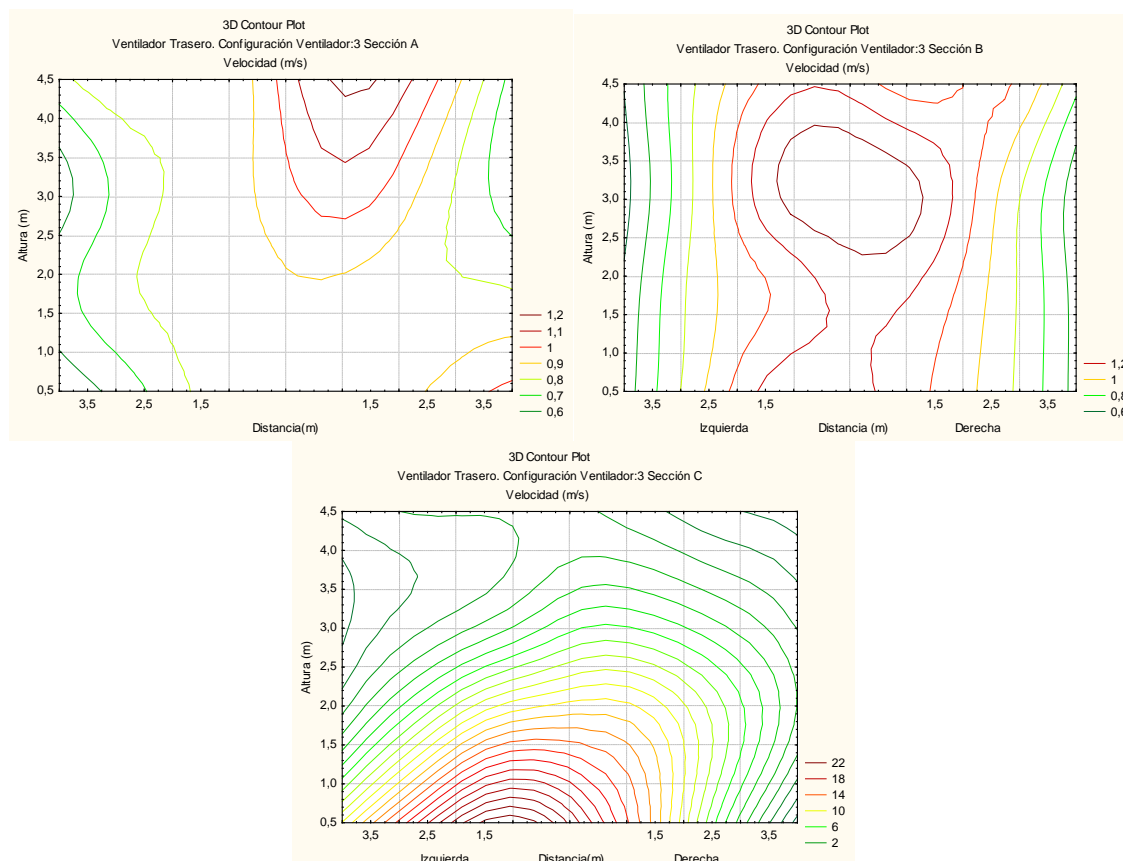


Figura 30: Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones así como el factor simetría para la posición de álabes 3.0 en el caso de activar sólo el ventilador trasero.

Como se puede observar en la figura 30, cuando está en funcionamiento el ventilador trasero únicamente, las velocidades máximas de aire en las secciones A y B son insignificantes (5%) respecto a las conseguidas en la sección C, cuando este ventilador posterior se encuentra con sus álabes en posición 3, de caudal medio. Así mismo en esta misma sección que se encuentra enfrenteada al ventilador activo, se observan mayores velocidades en el lado derecho de la máquina, hecho éste propiciado por el giro antihorario del rotor del ventilador, vista la máquina desde la zona posterior de la misma.

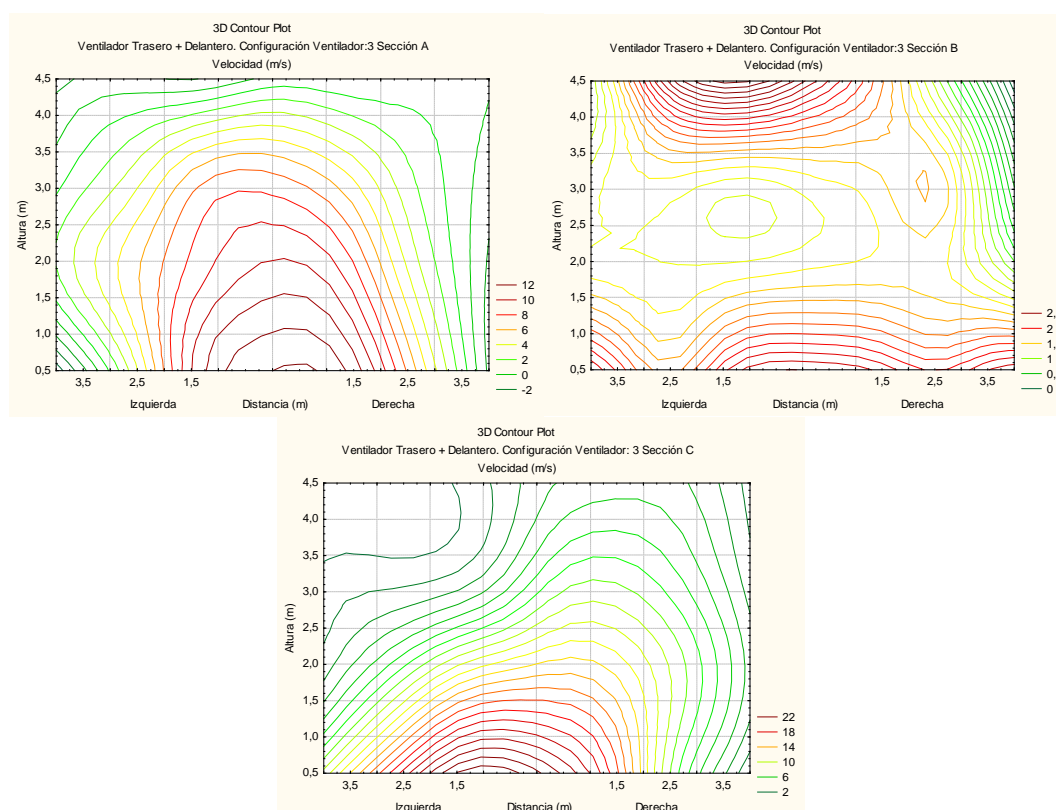


Figura 31: Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en las diferentes secciones así como el factor simetría para la posición de álabes 3.0 en el caso de activar sólo los ventiladores trasero y delantero simultáneamente.

Como se puede observar en los gráficos de la figura 31, cuando funcionan los dos ventiladores a la vez en posición de álabes 3, las velocidades máximas se vuelven a obtener en la sección enfrentada al ventilador posterior C, pues es de mayor caudal que el anterior a igualdad de régimen de giro de la toma de fuerza del tractor, sin embargo, a diferencia con el comentario efectuado en el párrafo anterior, las velocidades máximas en la sección A son de aproximadamente 50% de las máximas de la sección C. Así mismo, en la sección central B se obtiene velocidades máximas de aire en torno al 11 % de las correspondientes a la sección C, lo que nos indica, que los efectos de los ventiladores anterior y posterior se adicionan en la sección B.

Igualmente se aprecian las mayores velocidades en el lado derecho de la máquina para la sección C y en el lado izquierdo para la sección A, lo que consigue que el conjunto de flujo de aire que se impulsa hacia el árbol tenga un grado de simetría mayor si se usan máquinas equipadas, como la estudiada en este trabajo fin de Máster, con dos ventiladores anterior y posterior de giro invertido.

Observando los gráficos de las figuras 30 y 31 podemos comparar las velocidades en la misma sección, dependiendo si se encuentran funcionando los dos ventiladores o sólo el posterior. Así en la sección C se obtienen valores de velocidades máximas semejantes, así como su distribución en el plano. Sin embargo, en la sección que se encuentra

enfrentada al ventilador delantero, los bajos valores de velocidades en el caso de actuar solo el ventilador posterior hace que los valores máximos de velocidad y su distribución sean diferentes, análogamente sucede en la sección B, aunque aquí, la distribución es más semejante que en los casos anteriores.

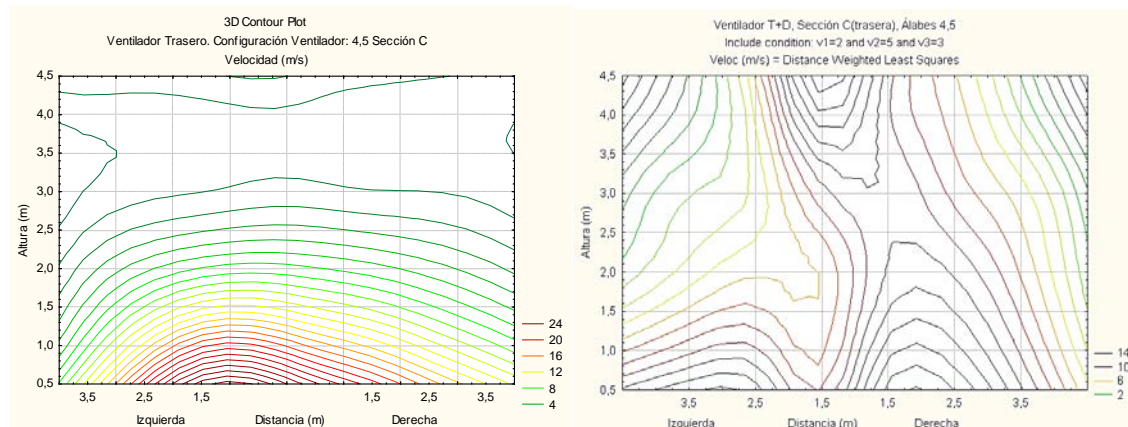


Figura 32: Gráfico que muestra las diferencias de velocidad en la sección C estando los álabes en la posición 4,5.

Para el caso de encontrarse los álabes en la posición 4,5 en ambos ventiladores el tractor no podía mantener el régimen de giro en el eje de toma de fuerza, por lo que los ventiladores giraban a menor velocidad que en las demás posiciones de álabes, este hecho se refleja en la figura 32 , donde se puede observar como para la sección enfrentada al ventilador posterior, sección C, son mayores las velocidades máximas cuando está sólo conectado el ventilador posterior que cuando están ambos ventiladores conectados, cuando deberían ser semejantes si el tractor hubiera podido desarrollar el par requerido de accionamiento a través de la toma de fuerza a la velocidad nominal.

4.2.2 Medida de la velocidad del aire impulsado en un punto fijo, circulando la máquina a una determinada velocidad.

Para estudiar los datos obtenidos en este ensayo, se seleccionaron los datos reales de medida durante las diferentes pasadas, es decir, se seleccionaron los datos recogidos en los que la velocidad variaba. Con los datos representativos, se realizó un análisis de varianza (ANOVA) utilizando el software Statistica 7.0. En éste, se estudió el efecto que las diferentes variables del ensayo tenían sobre la variable velocidad absoluta, siendo ésta por lo tanto la variable dependiente. Las variables independientes analizadas, así como los valores de éstas están recogidas en la tabla 7.

Los resultados del análisis se muestran en la tabla 28, donde en color rojo aparecen aquellas relaciones que son significativas estadísticamente. La única variable que afecta

al valor de la velocidad es la posición de medida, es decir, la altura. Este hecho es lógico ya que los valores de velocidad varían con la posición de medida.

Tabla 28. Análisis de varianza en el ensayo estático en función de diferentes variables: número de ventiladores, altura de medida y pasada.

Univariate Tests of Significance for Velocidad (m/s) (datos representativos) Sigma-restricted parameterization Effective hypothesis decomposition					
	SS	Degr. of	MS	F	p
Intercept	789,5319	1	789,5319	1289,495	0,000000
Ventiladores	0,3297	1	0,3297	0,538	0,463852
Altura (m)	7,6685	3	2,5562	4,175	0,006711
Pasada	2,8881	2	1,4440	2,358	0,096976
Ventiladores*Altura (m)	1,4307	3	0,4769	0,779	0,506888
Ventiladores*Pasada	1,2746	2	0,6373	1,041	0,354911
Altura (m)*Pasada	4,9147	6	0,8191	1,338	0,241451
Ventiladores*Altura (m)*Pasada	8,2327	6	1,3721	2,241	0,040468
Error	133,4771	218	0,6123		

Por el contrario, la variable pasada no afecta al valor de velocidad, lo cual es lógico ya que cada una de las tres pasadas que se hacen para cada altura fueron realizadas con el mismo procedimiento, tanto en el caso de tener sólo en funcionamiento el ventilador trasero (T) como teniendo en funcionamiento los dos ventiladores (T+ D).

La variable ventilador, que indica el número de ventiladores que están en funcionamiento, no afecta de manera significativa en la velocidad absoluta. No obstante, se debe de analizar el tiempo de medida estando en funcionamiento sólo el ventilador trasero y estando en funcionamiento los dos ventiladores (T+D) para comprobar si existen diferencias entre ambos.

Análisis del efecto de la variable altura y la variable ventilador (T o T+D) en la velocidad del aire:

La figuras 33 y 34 reflejan los valores de velocidad absoluta en función de la altura de medida y del número de ventiladores encendidos (trasero T; trasero + delantero T+D).

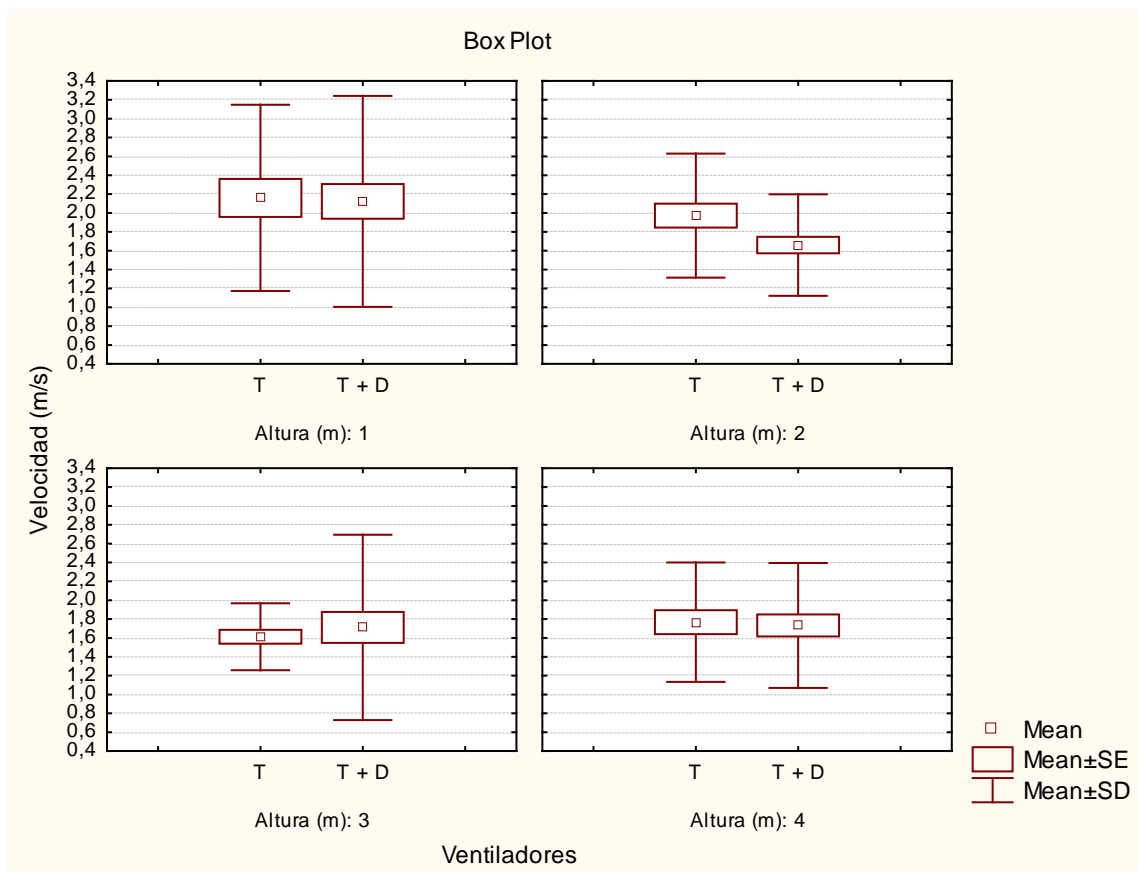


Figura 33. Gráfico de comparación de la velocidad en función de la altura de medida y de los ventiladores que están en funcionamiento (Trasero: T; Trasero + Delantero: T+D).

En la figuras 33 y 34 se aprecia que hay diferencias entre la velocidad en las diferentes alturas tanto en el caso de estar en funcionamiento sólo el ventilador trasero como en el caso de estar en funcionamiento el ventilador trasero y delantero, en concordancia con lo indicado por De Moor et al. (2002) y Zhu et al. (2006).

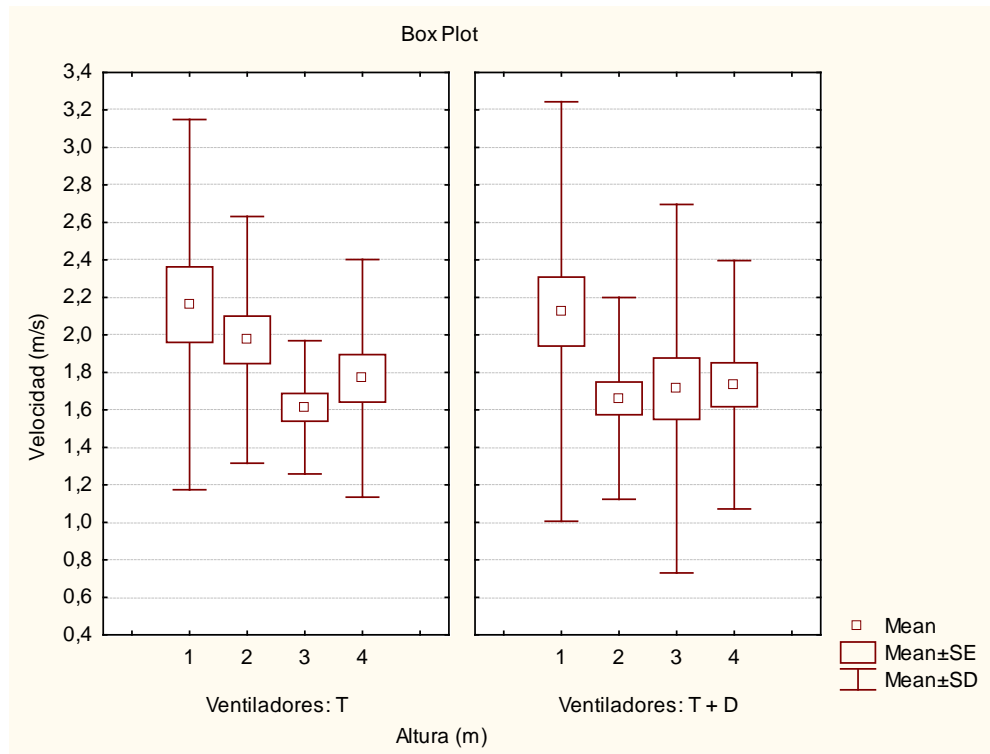


Figura 34. Gráfico de comparación de la velocidad en función de los ventiladores que están en funcionamiento (Trasero: T; Trasero + Delantero: T+D) y de la altura de medida.

En cambio, no hay diferencias en la velocidad absoluta si se compara el caso de estar en funcionamiento el ventilador trasero (T) y el caso de estar en funcionamiento los dos ventiladores (Trasero + Delantero) para las diferentes alturas, excepto en el caso en el que la altura es 2 m, que si se observan diferencias entre utilizar uno o dos ventiladores.

Se realizó un Test de Tukey que indica la influencia que tiene la variable ventilador, con la variable a analizar (velocidad) para el caso concreto en el que la altura es de 2 m mediante el programa Statistica 7.0, donde en color rojo aparecen aquellas relaciones que son significativas estadísticamente (tabla 29).

Tabla 29. Test de Tukey: Altura: 2 m. Variable dependiente: Velocidad; Variables analizadas: Ventiladores en funcionamiento.

Tukey HSD test; variable Velocidad (m/s) (datos representativos) Approximate Probabilities for Post Hoc Tests Error: Between MS = ,34856, df = 63,000 Include condition: V2=2

	Ventiladores	{1}	{2}
1	Trasero		0,039736
2	Trasero + Delantero	0,039736	

Como se puede ver en la tabla 29, existen diferencias significativas en la velocidad absoluta si se comparan los datos recogidos cuando está en funcionamiento sólo el ventilador trasero con los datos recogidos cuando están en funcionamiento tanto el ventilador delantero como el ventilador trasero.

Análisis del efecto de la variable altura y la variable ventilador (T o T+D) en el tiempo real de medida de la velocidad del aire:

Como se ha comentado anteriormente, la variable ventilador, que indica el número de ventiladores que están en funcionamiento, no afecta de manera significativa a la velocidad absoluta. No obstante, se analizó el tiempo de medida estando en funcionamiento sólo el ventilador trasero y estando en funcionamiento los dos ventiladores (T+D) (figura 35).

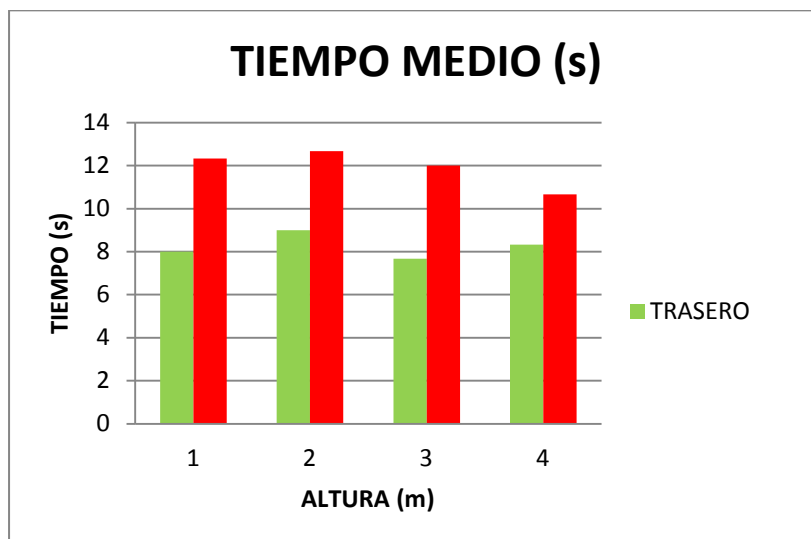


Figura 35. Tiempo medio real de medida en el caso de estar en funcionamiento sólo el ventilador trasero y en el caso de estar en funcionamiento tanto el ventilador trasero como el delantero para cada una de las alturas del ensayo.

En la figura 35 se muestra que, el tiempo real de medida para cada una de las cuatro alturas es notoriamente superior en el caso de utilizar los dos ventiladores (Trasero + Delantero) que en el caso de estar en funcionamiento sólo el ventilador delantero.

Con lo analizado anteriormente, se puede concluir que el tiempo de presencia de “viento” sobre el cultivo es superior para el caso de dos ventiladores (Trasero + Delantero) que si sólo está en funcionamiento el ventilador trasero, pese a que no hay diferencias significativas en los valores de velocidad. En este sentido, es previsible una mejor penetración del producto en la vegetación.

Además de que el tiempo de aplicación del producto fitosanitario es mayor, si se compara la velocidad máxima (figura 36) en las diferentes alturas (1; 2; 3; 4 m) para el caso de estar en funcionamiento el ventilador delantero (T) y para el caso de estar en funcionamiento tanto el ventilador Trasero como el ventilador Delantero (T+D) se observa una clara tendencia a valores mayores para el caso de dos ventiladores.

Como se puede ver en la figura 36, existen diferencias en las velocidades máximas para las alturas de 1 y 3 m siendo mayores éstas cuando están en funcionamiento los dos ventiladores. Sin embargo, no existen diferencias para las alturas de 2 y 4 m. concluirse puede concluir por lo tanto que en el caso de tener en funcionamiento los dos ventiladores, se consigue que el producto llegue a mayor distancia que cuando se utiliza sólo el ventilador delantero.

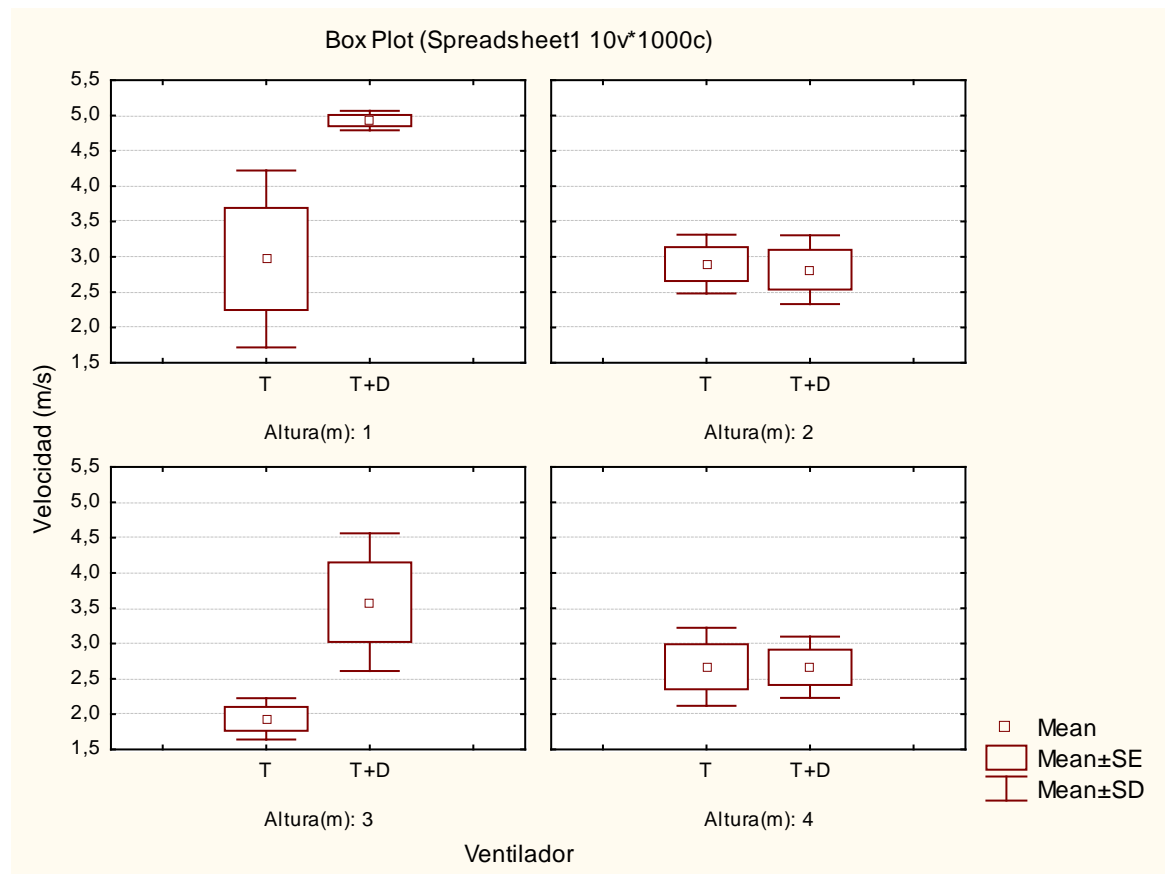


Figura 36. Gráfico que muestra la velocidad máxima para las diferentes alturas para el caso de tener en funcionamiento el ventilador Trasero (T) y en el caso de estar en funcionamiento tanto el ventilador Trasero como el Delantero (T+D).

4.3. Simulación del flujo de aire mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD).

La aplicación de productos fitosanitarios con pulverizadores hidroneumáticos se realizaría de forma más homogénea si los flujos de aire que generara el ventilador fueran simétricos a derechas de la máquina y a izquierdas, puesto que analíticamente, a puntos simétricos de los árboles respecto al eje de la calle de paso de la plantación llegaría el aire con idénticas velocidades. Este hecho no se produce en la realidad si la máquina va dotada con un sólo ventilador, pues la rotación del mismo hace que la distribución de velocidades a ambos lados no siga una determinada simetría, como se puede observar en la figura 37, donde en el caso A, se ha simulado un flujo de aire sin componente rotacional, de caudal $10,74 \text{ m}^3/\text{s}$, y en el caso B para el mismo caudal de ensayo, con una componente rotacional de valor 164 rad/s , obtenida tal como se indica en la tabla 8 del apartado 3.6 de este trabajo. Este hecho está en concordancia con los resultados aportados por otros estudios semejantes (Dekeyser et al., 2013).

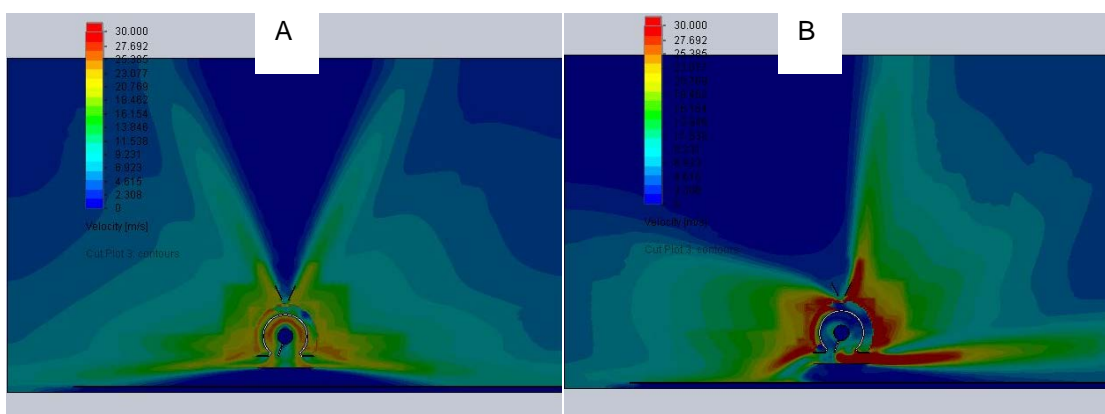


Figura 37. Distribución de velocidades a izquierdas y derechas de la máquina, A: sin rotación, B: con velocidad de rotación 164 rad/s .

Si se representa el diagrama de velocidades experimentales correspondiente a la sección del ventilador posterior (C) comentado ya en apartados anteriores con el mismo diagrama obtenido en la simulación con CFD (figura 38), se observa también el efecto de la componente rotacional del aire al pasar por el ventilador, que hace obtener velocidades mayores en el lado derecho de la máquina y por lo tanto distribución total carente de simetría. Hay que hacer notar que en el diagrama de velocidades experimental, las líneas de isovelocidad son obtenidas por ajuste a partir de los valores de velocidad de aire tomados en los distintos puntos de medida.

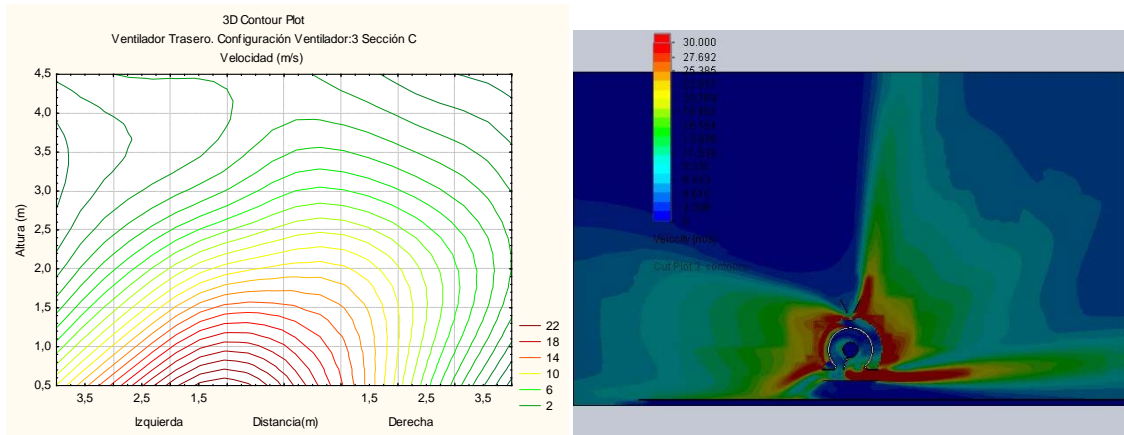


Figura 38. Diagramas de velocidades experimental (izquierda), analítica (derecha)

Dada la distancia existente entre los emisores y receptores del anemómetro utilizado (figura 9), en la simulación numérica se han obtenido velocidades de aire en 27 puntos repartidos regularmente en un cubo de lado 0.1 m (figura 39), posicionando el centro del mismo en las coordenadas donde se han tomado datos en la prueba experimental descrita en el apartado 3.5.1, figura 17.

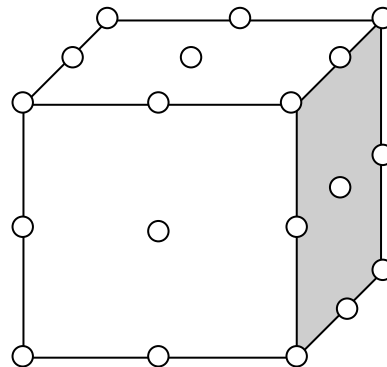


Figura 39. Puntos (27) donde se han obtenido las velocidades en la simulación.

Por otra parte, las distancias a las que se posiciona el anemómetro y sus sistemas de anclaje y sujeción hacen que la posición teórica de medida se obtenga con baja precisión, por lo que de los 27 valores de velocidad en el análisis realizado para cada punto del experimento, figura 40, se ha tomado el valor de velocidad de aire con menor error. Los datos de las velocidades obtenidas experimentalmente en cada punto (según figura 40) y su correspondiente obtenida en la simulación, así como los errores absolutos y porcentuales se indican en la tabla 30.

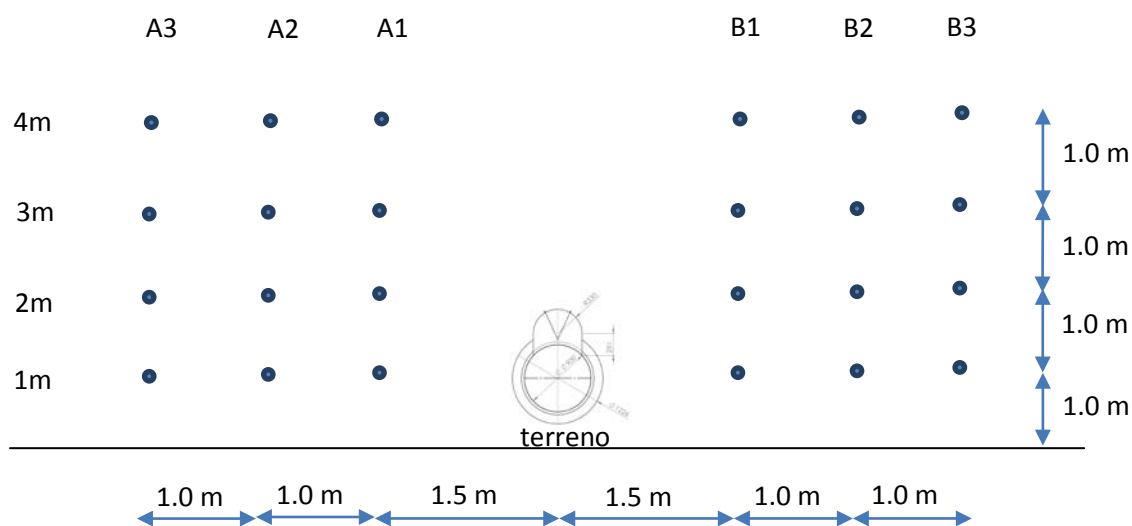


Figura 40. Posiciones de medida para la simulación.

Tabla 30. Velocidades experimentales y simuladas, con sus errores.

Posición del punto de medida		Velocidad (m/s)		Error	
Dist. a máquina	Altura (m)	Experimental	Simulación	m/s	%
A1	1	18,62	16,07	2,55	13,69
	2	11,20	11,33	-0,13	-1,16
	3	1,77	0,88	0,89	50,35
	4	2,35	0,40	1,95	82,97
A2	1	12,45	11,74	0,71	5,73
	2	5,72	8,02	-2,30	-40,15
	3	1,21	1,19	0,02	1,33
	4	1,38	0,39	0,99	71,83
A3	1	8,72	8,49	0,23	2,62
	2	3,29	7,67	-4,38	-133,14
	3	1,37	1,69	-0,32	-23,45
	4	0,84	0,50	0,34	40,47
B1	1	13,39	13,35	0,04	0,31
	2	12,01	11,98	0,03	0,23
	3	4,31	8,22	-3,91	-90,91
	4	2,54	7,42	-4,88	-192,03
B2	1	5,85	7,10	-1,25	-21,32
	2	8,18	8,19	-0,01	-0,11
	3	3,16	6,54	-3,38	-107,06
	4	0,91	5,34	-4,43	-484,47
B3	1	3,05	6,70	-3,65	-119,90
	2	5,51	5,35	0,16	2,85
	3	2,59	5,65	-3,06	-118,14
	4	1,16	4,32	-3,16	-271,87

Se puede observar como los errores porcentuales mayores se obtienen en puntos donde los datos de la velocidad experimental y simulada se diferencian en valores de no más de 4.43 m/s, correspondientes a velocidades experimentales bajas de 0,91 m/s.

En la figura 41 se representan los valores de las velocidades obtenidos en la simulación y los experimentales, estando estos resultados de acuerdo con los obtenidos por otros estudios (Dekeyser et al., 2013) similares realizados sobre pulverizadores hidroneumáticos dotados de un sólo ventilador, así se obtiene los errores comentados en el párrafo anterior en alturas comprendidas entre 3 y 4 metros en el lado derecho e izquierdo de la máquina.

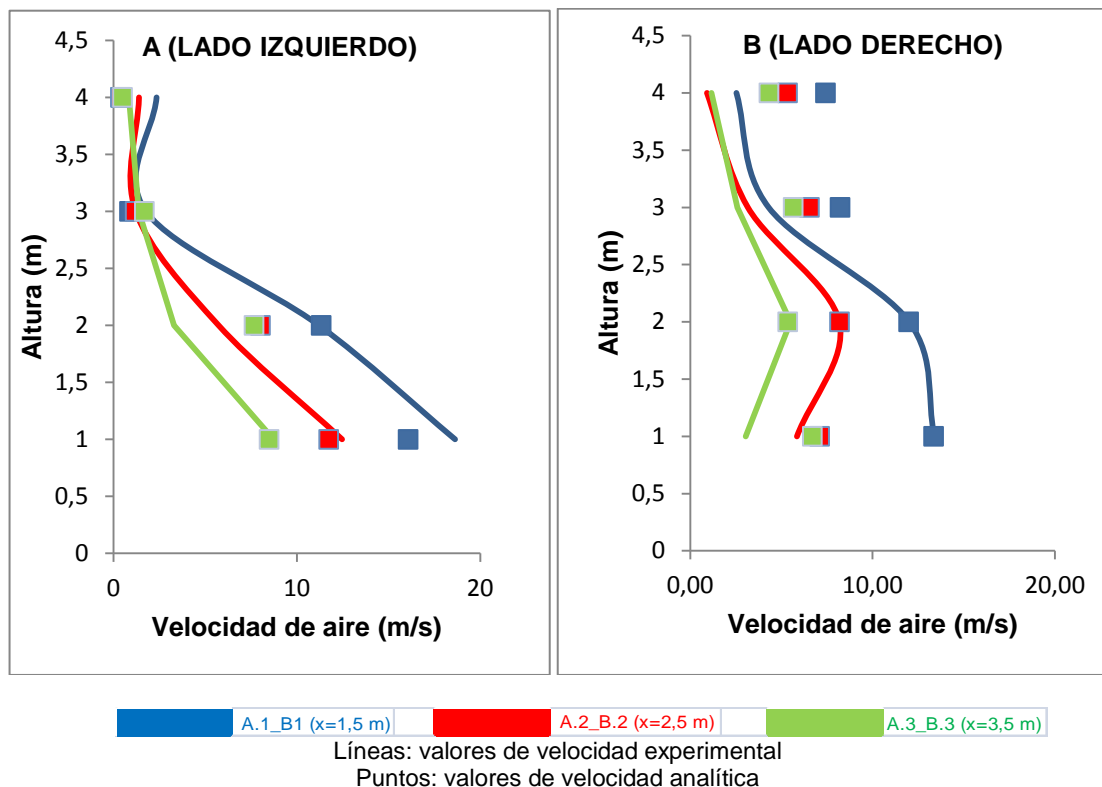


Figura 41. Comparación gráfica de los valores de las velocidades experimentales y analíticas.

Con objeto de obtener una correlación entre los resultados experimentales con los obtenidos en las simulaciones llevadas cabo se consideran los valores del coeficiente de correlación (R) y determinación (R^2). El primero indica el grado de relación lineal que existe entre los valores de velocidad de aire medidos experimentalmente y mediante la simulación CFD, pudiendo tomar valores desde -1 hasta +1, siendo estos extremos la constatación de una linealidad, negativa o positiva, total. El coeficiente de determinación indica la calidad del modelo para replicar los resultados, y la proporción de variación de los resultados que puede explicarse por el modelo, en este caso puede tomar valores desde 0 hasta +1, siendo este último valor el indicador de máxima calidad del modelo.

Se obtuvieron los coeficientes de correlación R y R^2 para el conjunto de valores de velocidad de aire medidos experimentalmente y calculados analíticamente de valores:

$$R = 0.893$$

$$R^2 = 0.797$$

Esto confirma la adecuación de la metodología seguida en la simulación, con los datos experimentales medidos, en cuanto a velocidades de aire generadas por el ventilador trasero en puntos contenidos en el plano de impulsión. Así, en la tabla 31 se observan los coeficientes de correlación para distintos anchos de calle de la plantación arbórea donde va a trabajar el pulverizador y para alturas hasta 2, hasta 3 y hasta 4 metros. Como se puede apreciar los valores de R^2 disminuyen tal como se aumenta el ancho de calle y la altura, es decir, distancia al ventilador, tomando valores mayores de 0.89 para alturas de hasta 3 metros y anchos de calle de 3 y 5 metros. Estas dimensiones de paso de calle (3 y 5 m) y altura (3 m) son las más habituales que se utilizan en cultivos arbóreos, por lo que podemos considerar que la simulación realizada manifiesta un comportamiento análogo al ensayo experimental. No es habitual encontrarnos con plantaciones con anchos de calle de 7 metros, y en estos casos los trabajos de tratamientos fitosanitarios se realizan con sendas pasadas por ambas líneas de árboles de la calle, tratando con un solo lado de la máquina (derecho o izquierdo), que se desplaza próxima al árbol.

Tabla 31. Coeficientes R y R^2 para distinto ancho de calle (3, 5 y 7 m) y altura (hasta 2, 3 y 4 m).

Coeficientes de correlación entre A.1, B.1 (ancho de calle: 1,5 + 1,5 = 3 m)		
Altura (m)	R	R²
1, 2	0,990	0,981
1, 2 ,3	0,943	0,890
1, 2, 3 ,4	0,910	0,827
Coeficientes de correlación entre A.1, B.1, A.2, B.2(ancho de calle: 2,5 + 2,5 = 5 m)		
Altura (m)	R	R²
1, 2	0,972	0,946
1, 2, 3,	0,944	0,892
1, 2, 3, 4	0,907	0,822
Coeficientes de correlación entre A.1, B.1, A.2, B.2, A.3, B.3(ancho de calle: 3,5 + 3,5 = 7 m)		
Altura (m)	R	R²
1, 2	0,948	0,899
1, 2, 3,	0,923	0,852
1, 2, 3, 4	0,893	0,797

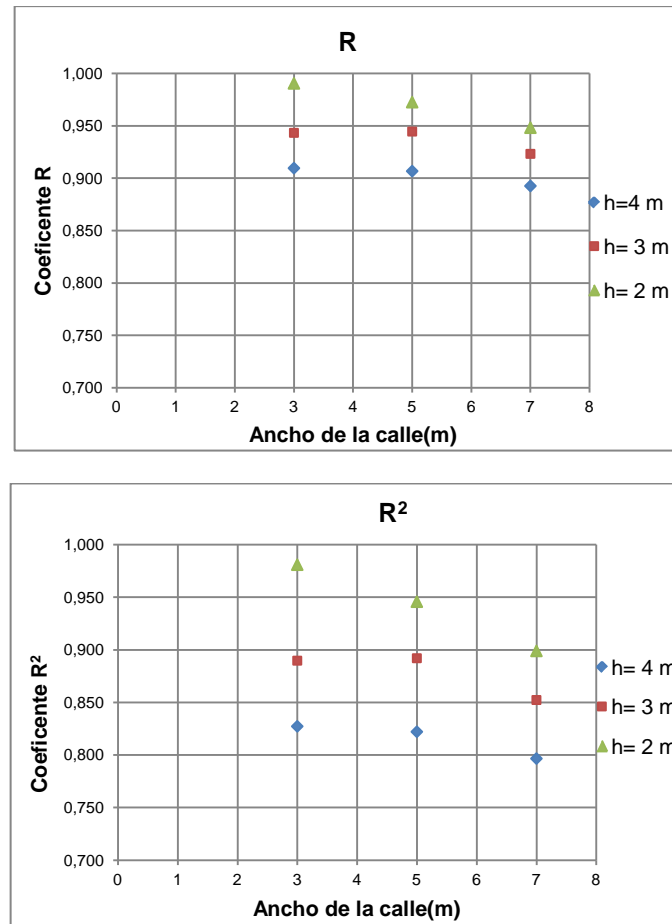


Figura 42. Variación de los coeficientes R y R^2 en función del ancho de calle y altura.

La representación gráfica de estas variaciones de los coeficientes R y R^2 se aprecia en la figura 42, donde el coeficiente R toma valores inferiores a 0,900 y R^2 inferiores a 0,800, únicamente para el caso de ancho de calle 7 metros y árboles de 4 m.

CONCLUSIONES

5. Conclusiones

La realización de este trabajo fin de Máster en Sistemas Mecánicos, se ha estructurado en tres fases o procedimientos con las siguientes conclusiones específicas:

1.- Caracterización el flujo de aire generado por el pulverizador hidroneumático que está equipado con dos ventiladores que giran en sentido inverso.

a) En base a la Norma ISO 9898:2000: *Equipment for crop protection. Test methods for air-assisted sprayers for bush and tree crops.*

- La velocidad de aspiración del aire en el conducto es máxima en el eje del mismo y mínima en la superficie. La media ponderada de estas velocidades medidas, aportan un caudal aspirado de 10,74 m³/s
- Las velocidades del aire en las verticales (derecha e izquierda) trazadas a 0,50 m de la periferia de la envolvente del ventilador, disminuyen con la altura en módulo, y aumentan en ángulo respecto a la horizontal.
- Las velocidades de aire a derechas e izquierdas no siguen una simetría respecto al plano medio de la máquina, ni en dirección ni en módulo, siendo mayores estas variables en el lado derecho del ventilador posterior y en el izquierdo del ventilador delantero, vista la máquina en la dirección de desplazamiento.

b) Mediante la medición de la velocidad de aire generada en el entorno de la máquina.

- Las variables que más afectan a la velocidad son la sección de medida (delante, medio o detrás de la máquina), la altura, y la distancia.
- La utilización de dos ventiladores tiene una mayor incidencia en la velocidad del aire que la utilización de un único ventilador con diferentes configuraciones, es decir, con diferentes caudales de aspiración.
- Utilizando dos ventiladores (Trasero + Delantero) al menor caudal de aspiración (configuración del ventilador en posición 1,5) se obtienen, en cualquiera de las secciones, mayores velocidades de aire que utilizando un único ventilador a caudal de aspiración máximo (posición 4,5).
- La máquina podría ser regulada con una configuración de los álabes del ventilador en posición 3, obteniendo resultados similares a los correspondientes a una configuración en posición 4,5 y por lo tanto con un menor consumo energético.
- Se produce un incremento de velocidad de aire medida en la sección B cuando se utilizan los dos ventiladores, en lugar de cuando se utiliza un único ventilador.

c) Mediante la medida de la velocidad de aire generada en el entorno de la máquina, cuando ésta se desplaza a una velocidad constante.

- La única variable que afecta al valor de la velocidad es la posición de medida, es decir, la altura (la distancia se mantuvo constante en las mediciones)
- El número de ventiladores que están en funcionamiento, no afecta de manera significativa a la velocidad absoluta del aire.
- Pese a que no hay diferencias significativas en los valores de velocidad, el tiempo de presencia de “viento” sobre el cultivo es superior para el caso de dos ventiladores (trasero + delantero) que con un solo ventilador (trasero).

2.- Simulación del flujo de aire generado mediante CFD.

En cuanto a la simulación efectuada del flujo de aire generado por el ventilador posterior de la máquina, cuando los álabes se sitúan con una posición de ángulo de ataque 3 y girando a 2430 rpm ($10,74 \text{ m}^3/\text{s}$), podemos decir:

- a) La simulación realizada constata la falta de simetría en el flujo de aire generado, debido a que la rotación del ventilador hace que el aire a la salida del mismo no tenga velocidad paralela al eje del rotor. Esta falta de simetría se ha puesto de manifiesto tanto en la simulación como en los datos experimentales.
- b) Los valores de los coeficientes de correlación R y R^2 obtenidos para las velocidades experimentales y analíticas en los 24 puntos de medida son lo suficientemente altos como para considerar que la metodología seguida en este trabajo es adecuada para la realización de estudios de predicción de velocidades de aire generadas por el ventilador de pulverizadores hidroneumáticos.
- c) A las distancias a las que el equipo pulverizador debe de depositar el producto (3 a 5 metros a su alrededor y 4 metros de altura) los coeficientes de correlación R^2 obtenidos se encuentran por encima de 0.800, lo que indica que la simulación realizada es acorde con la experimentación.
- d) En los puntos de medida que se encuentran más alejados de la máquina, (7 metros a su alrededor y 4 metros de altura) los coeficientes de correlación R y R^2 son menores, si llegar a calificarlos de bajos.

3.- Conclusiones generales.

- a) Los pulverizadores hidroneumáticos dotados de dos ventiladores de giro invertido tienen potencialmente más posibilidades de efectuar un mejor tratamiento que los dotados de un solo ventilador posterior, debido fundamentalmente a que el efecto de los dos ventiladores invertidos genera una corriente de aire conjunta más simétrica que en el caso de un ventilador. Además el tiempo de permanencia de

la corriente de aire en un punto determinado (hoja del árbol) es mayor con dos ventiladores (anterior y posterior) por lo que es previsible una mejor penetración del producto fitosanitario al interior del árbol.

- b) En el diseño de estas máquinas puede desempeñar un papel importante en la optimización del flujo del aire, y por lo tanto en la posibilidad de aumentar la calidad del tratamiento fitosanitario, la simulación mediante Dinámica de Fluido Computacional del flujo de aire generado por el ventilador.

PROPUESTAS DE TRABAJOS FUTUROS

6. Propuestas de trabajos futuros

Pensando en posibles trabajos futuros sobre la calidad del tratamiento realizado por pulverizadores hidroneumáticos, se consideran importantes las siguientes acciones:

- I. Realizar esta simulación del conjunto de la máquina en posteriores trabajos para completar la correlación experimental-analítica del flujo de aire.
- II. Simular el alcance de una gota formada en la boquilla, transportada por la corriente de aire.
- III. Determinar experimentalmente el alcance de las gotas transportadas por la corriente de aire generada en el ventilador, fundamental en el caso de predicción de la deriva, es decir de contaminación ambiental en parcelas de cultivo aledañas a la de tratamiento.
- IV. Determinar experimentalmente tanto cualitativa como cuantitativamente, la calidad del tratamiento realizado en una plantación típica de frutales, como puede ser la destinada a la producción de melocotón, por el pulverizador hidroneumático clásico de un ventilador y por el dotado de dos ventiladores de giro invertido.

BIBLIOGRAFÍA

7. BIBLIOGRAFÍA.

1. Baetens K., Ho Q.T., Nuyttens D., De Schamphelleire M., Endalew A.M., Hertog M.L.A.T.M., Nicolaï B., Ramon H., Verboven P. 2009. A validated 2-D diffusion–advection model for prediction of drift from ground. *Atmospheric Environment* 43: 1674–1682.
2. Boto Fidalgo, J. A., López Díez, F. 1999. La aplicación de fitosanitarios y fertilizantes. Editorial Universidad de León.
3. Cross J.V., Walklate P.J., Murray R.A., Richardson G.M. 2001. Spray deposits and losses in different sized apple trees from an axial fan orchard sprayer: 1. Effects of spray liquid flow rate. *Crop Protection* 20 (1): 13–30.
4. Cross J.V., Walklate P.J., Murray R.A., Richardson G.M. 2003. Spray deposits and losses in different sized apple trees from an axial fan orchard sprayer: 3. Effects of air volumetric flow rate. *Crop Protection* 22 (2): 381-394.
5. De Moor A., Langenakens J., Vereecke E., Jaeken P. 2000. Measurements of the air pattern and the vertical spray distribution as tools for the adjustment of orchard sprayers. *International symposium on crop protection, proceedings* 65 (2A-B): 931-943.
6. Dekeyser D., Duga A.T., Verboven P., Endalew A.M., Hendricks N., Nuyttens D. 2013. Assessment of orchard sprayers using laboratory experiments and computational fluid dynamics modelling *Biosystems Engineering* 114: 157-169.
7. Delele M.A., De Moor A., Verboven P., Ramon H. R., Sonck B., Nicolaï B. M. 2004. CFD modelling of airflow patterns from an air-assisted orchard sprayer. *Aspects of Applied Biology* 71: 303-310.
8. Delele M.A., De Moor A., Sonck B., Ramon H., Nicolaï B.M., Verboven P. 2005. Modelling and validation of the air flow generated by a cross flow air sprayer as affected by travel speed and fan speed. *Biosystem Engineering* 92: 165–174.
9. Endalew A.M, Debaer C., Rutten N., Vercammen J., Delele M.A., Ramon H., Nicolaï B.M., Verboven P. 2010a. Modelling pesticide flow and deposition from air-assisted orchard spraying in orchards: A new integrated CFD approach. *Agricultural and Forest Meteorology* 150: 1383–1392.
10. Endalew A.M, Debaer C., Rutten N., Vercammen J., Delele M.A., Ramon H., Nicolaï B.M., Verboven P., 2010b A new integrated CFD modelling approach towards air-assisted orchard spraying. Part I. Model development and effect of wind speed and direction on sprayer airflow. *Computers and Electronics in Agriculture* 71, 128–136.
11. Endalew A.M, Debaer C., Rutten N., Vercammen J., Delele M.A., Ramon H., Nicolaï B.M., Verboven P. 2010c. A new integrated CFD modelling approach towards

- air-assisted orchard spraying—Part II: Validation for different sprayer types. *Computers and Electronics in Agriculture* 71: 137–147.
12. Farooq M., Salyani M. 2002. Spray penetration into the citrus tree canopy from two air-carrier sprayers. *Transactions of the ASAE* 45 (5): 1287-1293.
 13. Farooq M., Salyani M. 2004. Modeling of spray penetration and deposition on citrus tree canopies. *Transactions of the ASAE* 47 (3): 619-627.
 14. García-Ramos F.J., Vidal M., Boné A. 2009. Field evaluation of an air assisted sprayer equipped with two reversed rotation fans. *Applied Engineering in Agriculture* 92 (2): 481-494.
 15. Lebeau F., Verstraete A., Stainier C., Destain M.-F. 2011. RTDrift: A real time model for estimating spray drift from ground applications. *Computers and Electronics in Agriculture* 77: 161–174.
 16. Molari G, Benini L, Ade G. 2005. Design of a recycling tunnel sprayer using CFD simulations. *Transactions of the ASAE* 48 (2): 463-468.
 17. Norma ISO 9898. 2000. Equipment for crop protection - Test methods for air-assisted sprayers for bush and tree crops. International Organization for Standardization.
 18. Ryan S.D., Gerber A.G., Holloway A.G.L. 2012. A computational study of sprays produced by rotary cage atomizers. *Transactions of the ASABE* 55 (4): 1133-1148.
 19. Svensson, S.A., Brazee, R.D., Fox, R.D., Williams, KA. 2003. Air jet velocities in and beyond apple trees from a two-fan cross-flow sprayer. *Transactions of the ASAE* 46 (3): 611-621.
 20. Svensson S.A., Fox R.D., Hansson P.A. 2002. *Transactions of the ASAE* 45 (4): 889-895.
 21. Teske M. E., Thistle H. W., Schou W. C., Miller P. C. H., Strager J. M., Richardson B., Ellis M. C.B., Barry J. W., Twardus D. B., Thompson D. G. 2011. A review of computer models for pesticide deposition prediction. *Transactions of the ASABE* 54 (3): 789-801.
 22. Ucar T., Fox R.D., Ozkan, H.E., Brazee R.D. 2001. Simulation of jet agitation in sprayer tanks: Comparison of predicted and measured water velocities. *Transactions of the ASAE* 44 (2): 223-230.
 23. Van Wagenberg A. V., de Leeuw M. T.J. 2003. Measurement of air velocity in animal occupied zones using ultrasonic anemometer. *Applied Engineering in Agriculture* 19(4): 499–507.

