



Universidad de Valladolid

ESCUELA DE INGENIEROS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y
FLUIDOMECÁNICA

TESIS DOCTORAL:

ESTUDIO DE LA VENTILACIÓN EN QUIRÓFANOS Y HABITACIONES DE AISLADOS INFECCIOSOS

Presentada por Pablo de Santiago Casado para optar
al grado de doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por

José Manuel Villafruela Espina

AGRADECIMIENTOS

Es difícil agradecer a todas las personas que me han ayudado en este trabajo en pocas palabras, así que perdonadme si creéis que no estáis debidamente reconocidos aquí, probablemente tengáis razón.

A mi tutor José Manuel Villafruela, por todas las horas que me ha prestado y por todo el trabajo que ha echado conmigo enseñándome y guiándome.

A José Sierra, su trabajo, ayuda y consejo hicieron posible este trabajo.

A Francisco Castro por confiar en mí desde el principio y por toda su ayuda, sin él nada de mi andadura por la Universidad hubiera sido posible.

A mis compañeros del departamento de Mecánica de Fluidos: Miguel Ángel, Teresa y César por vuestra acogida.

A mis amigos de la cueva Diego, Pablo, Julio, Rubén, Fernando y Arturo que hicieron mi vida más fácil.

A mis amigos de siempre por aguantarme y hacerme reír.

A mi familia, carnal y política, porque hacéis que me sienta afortunado.

A mi madre y a mis hermanos porque siempre estáis ahí para lo que haga falta.

A Pilar y a Adriana por ser la luz de mi vida.

Gracias.

RESUMEN

La transmisión aérea de infecciones es un problema en edificios donde varias personas comparten un mismo espacio. Está probado que la ventilación juega un papel en la transmisión aérea de ciertas infecciones y por tanto, mejorar el diseño de la ventilación puede conducir a reducir la transmisión de infecciones. En hospitales, este problema tiene especial relevancia porque conviven en un mismo recinto personas infectadas, personas con un sistema inmune deprimido y personal que trabaja a diario. Estudiar la ventilación en hospitales podría conducir a reducir la prevalencia de infecciones nosocomiales.

Se desarrolla un modelo numérico que permite estudiar los flujos de aire generados por la ventilación y predecir la evolución de posibles contaminantes en dos recintos críticos de hospitales, quirófanos y habitaciones de aislados infecciosos.

Dos estudios experimentales validan el modelo numérico para dos tipos de ventilación tratados en este trabajo, ventilación unidireccional y ventilación por mezcla utilizando un difusor rotacional. Un primer estudio experimental mide el campo de velocidades en un modelo de quirófano unidireccional mediante la técnica PIV. Un segundo ensayo mide el campo de velocidades próximo a un difusor rotacional utilizando anemometría por ultrasonidos.

El objetivo final de este trabajo es establecer una metodología que evalúe la calidad de la ventilación de cualquier configuración de quirófano y habitación de aislados infecciosos y que permita extrapolarla a otros recintos.

ABSTRACT

Airborne infections could be a problem inside the building where several people share the same room. It has been proved ventilation play an important role in some kind of airborne infection spread. Accordingly, improving the ventilation design could reduce the transmission of those infections. This problem is especially relevant in hospitals where people infected with contagious diseases, people with their immune system depressed and usual hospital workers live together daily. The cross infection prevalence could be reduced studying the ventilation in hospitals.

A numeric model which allows us to study ventilation air flows and predict contaminant evolution in two concrete hospital rooms, operation theatres and airborne infection isolation rooms is developed.

Two experimental tests validate the numeric model. Each one validates a different ventilation strategy, laminar flow ventilation and mixed flow ventilation. PIV technique was used to measure a 2D velocity field in a mock laminar flow operation theatre first. Another test measures the near velocity field of a rotational air diffuser using 3D ultrasonic anemometry.

The main purpose of this work is to build a methodology to assess the ventilation efficiency in any operation theatre or airborne infection isolate room possible, and extrapolate it to different rooms as well.

RESUMEN	5
ABSTRACT	7
1 INTRODUCCIÓN	19
1.1 Justificación	21
1.2 Objetivos	24
1.3 Metodología	24
1.4 Contenidos	25
2 VENTILACIÓN Y TRANSMISIÓN AÉREA DE INFECCIONES	27
2.1 Introducción	29
2.2 Transmisión de infecciones	29
2.2.1 Agentes patógenos	30
2.2.2 Vehículo de transmisión	31
2.2.3 Interacción entre las partículas portadoras y el aire ambiente	32
2.3 Ventilación en quirófanos	35
2.3.1 Fuentes de contaminantes	35
2.3.2 Vías de contaminación	37
2.3.3 Estrategias de ventilación en quirófanos	38
2.4 Ventilación en habitaciones de aislados infecciosos	42
2.4.1 Fuentes de contaminante	42
2.4.2 Vías de contaminación	43
2.4.3 Estrategias de ventilación en habitaciones de aislados infecciosos	43
3 ¿CÓMO EVALUAR LA CALIDAD DE LA VENTILACIÓN?	48
3.1 Introducción	50
3.2 Número de renovaciones hora	50
3.3 Eficiencia de renovación del aire. Eficiencia de ventilación	51
3.4 Eficiencia de eliminación del contaminante	54
3.5 Riesgo de infección	57
3.6 Deposición sobre las superficies críticas	60

4	MODELO NUMÉRICO	62
4.1	Introducción	64
4.2	Descripción de las geometrías	65
4.2.1	Geometría del quirófano	65
4.2.2	Geometría de la habitación de aislados infecciosos	67
4.3	Ecuaciones de gobierno	68
4.3.1	Ecuaciones promediadas	69
4.3.2	Modelo de turbulencia	71
4.3.3	Función de pared	72
4.3.4	Modelo de radiación	73
4.3.5	Modelo de evolución de partículas en el aire	74
4.4	Generación del mallado	78
4.4.1	Proceso de mallado del quirófano	78
4.4.2	Proceso de mallado de la habitación de aislados infecciosos	81
4.5	Condiciones de contorno	82
4.5.1	Condiciones de contorno en quirófanos	82
4.5.2	Condiciones de contorno en habitaciones de aislados	85
4.5.3	Condiciones de contorno ecuación de conservación del contaminante.	88
4.7	Resumen de las características del modelo numérico	89
5	VALIDACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO DE QUIRÓFANO DE FLUJO UNIDIRECCIONAL	91
5.1	Introducción	93
5.2	Técnica PIV	93
5.3	Descripción de la instalación experimental	95
5.3.1	Modelo a escala del quirófano unidireccional	95
5.3.2	Esquema del conjunto de la instalación	97
5.3.3	Equipamiento de la instalación	98
5.4	Metodología de los ensayos	101
5.5	Modelo numérico	103

5.6 Resultados numéricos vs experimentales	104
5.6.1 Plano central, detalle por encima de la camilla	105
5.6.2 Plano general	107
5.7 Modelo numérico final de quirófanos	108
5.8 Conclusiones	111
6 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MODELO DE DIFUSOR ROTACIONAL	113
6.1 Introducción	115
6.2 Simulación de difusores	115
6.3 Técnica Anemometría Sónica	117
6.4 Instalación experimental	119
6.4.1 Difusor rotacional y plénum de conexión	119
6.4.1 Esquema del conjunto de la instalación	122
6.4.2 Equipamiento de la instalación	123
6.5 Metodología de los ensayos	124
6.6 Medidas experimentales. Campo fluido cercano al difusor	125
6.6.1 Plénum tipo A	125
6.6.2 Plénum tipo B	128
6.7 Modelo numérico del difusor	130
6.7.1 Simulación con plénum tipo A	130
6.7.2 Simulación con plénum tipo B	133
6.7.3 Simulación sin plénum	134
6.7.4 Resumen parámetros de los modelos numéricos	136
6.8 Resultados experimentales vs numéricos	137
6.8.1 Comparación caso plénum tipo A	137
6.8.2 Comparación caso plénum tipo B	141
6.8.3 Comparación del difusor sin plénum	143
6.9 Conclusiones	144

7 ESTUDIO CFD DE LA VENTILACIÓN QUIRÓFANOS	149
7.1 Introducción	151
7.2 Descripción del campo fluido	152
7.2.1 Quirófano unidireccional	152
7.2.2 Quirófano de mezcla	159
7.2.3 Comparación quirófano unidireccional y quirófano de flujo de mezcla	163
7.3 Eficiencia de la ventilación en ambos quirófanos	165
7.3.1 Eficiencia de renovación de aire	165
7.3.2 Eficiencia de eliminación del contaminante	165
7.4 Deposición de contaminante en las superficies críticas. Análisis local	166
7.5 Conclusiones	169
8 ESTUDIO CFD DE LA VENTILACIÓN DE HABITACIONES DE AISLADOS INFECCIOSOS	171
8.1 Introducción	173
8.2 Diferentes configuraciones de impulsiones y extracciones	173
8.2.1 Índices globales	174
8.2.2 Índices locales	181
8.3 Influencia del tipo de difusor	183
8.3.1 Índices globales	184
8.3.2 Índices locales	186
8.4 Conclusiones	187
9 CONCLUSIONES Y ESTUDIOS FUTUROS	191
9.1 Introducción	193
9.2 Estudio experimental y validación del modelo numérico	193
9.2.1 Quirófano unidireccional	194
9.2.2 Difusor rotacional	194
9.3 Estudio numérico	195
9.3.1 Quirófanos	197

9.3.2	Habitaciones de aislados infecciosos	197
9.4	Trabajos futuros	198
BIBLIOGRAFÍA		203
ANEXO 1 ESPECIFICACIONES EQUIPOS		213
A.1	Láser	215
A.2	Cámara	216
A.3	Ventilador	217
A.4	Variador de frecuencia	217
A.5	Anemómetro de ultrasonidos	218

NOMENCLATURA

C	Concentración de contaminante
\bar{C}	Concentración de contaminante media en el interior del recinto
C_D	Coefficiente de resistencia aerodinámica de la partícula
C_e	Concentración de contaminante en el flujo de aire de salida
C_∞	Concentración de contaminante en el flujo de aire que entra en el recinto
C_p	Concentración de contaminante en un punto del recinto
d_p	Diámetro de la partícula
$\bar{e}(r)$	Promedio de la expectativa de vida en un punto r del campo fluido
\tilde{e}	Valor medio promediado en masa de la energía de un fluido
F_{kj}	Factor de vista de la superficie j respecto de la k
\vec{g}	Vector aceleración de la gravedad
Gr	Número de Grashof
G_b	Generación de energía cinética turbulenta debido a efectos de flotabilidad
G_k	Generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad
I	Número de fuentes emisoras de contaminante
k	Energía cinética turbulenta
K	Conductividad del fluido
\dot{m}	Producción de contaminante en el recinto
P	Caudal de ventilación pulmonar de una persona
P_I	Probabilidad de infección
Pr_t	Número de Prandtl turbulento
q	Número de quantas emitidos por cada fuente
$q_{salida,k}$	Energía reflejada por la superficie k
Q	Caudal
Re_p	Número de Reynolds de la partícula
Sc_t	Número de Schmidt turbulento

S_c	Término fuente que refleja la creación o desaparición de contaminante
S_ε	Término fuente disipación de energía cinética turbulenta
S_k	Término fuente producción de energía cinética turbulenta
T	Temperatura del fluido
u_i	Componente i del vector velocidad del aire
\tilde{u}	Media promediada en masa de la magnitud u
u''	Componente fluctuante de la magnitud u
\vec{v}	Vector velocidad
\vec{v}_p	Vector velocidad del contaminante o de las partículas
\vec{v}_s	Vector velocidad relativa del contaminante o las partículas respecto del aire
V	Volumen del recinto
x_i	Coordenada espacial i
Y_M	Contribución de la fluctuación de la dilatación en flujos turbulentos compresibles al total de la disipación
α_ε	Inverso del número de Prandtl efectivo para ε
α_k	Inverso del número de Prandtl efectivo para k
β	Coefficiente de expansión térmica
ε	Disipación de energía cinética turbulenta
ε_k	Emisividad de la superficie k
ε_a	Eficiencia de renovación de aire
ε_a^p	Eficiencia de renovación de aire local
ε_c	Eficiencia de eliminación del contaminante
ε_c^p	Eficiencia de eliminación del contaminante local
ε_{ca}	Eficiencia de eliminación del contaminante sin considerar ni la deposición en las paredes ni la viabilidad del contaminante
ε_{cb}	Eficiencia de eliminación del contaminante considerando la deposición en las paredes
ε_{cc}	Eficiencia de eliminación del contaminante considerando la deposición en las paredes y la viabilidad del contaminante
λ	Coefficiente que representa la supervivencia del patógeno en el aire
Γ_e	Coefficiente de difusión másico en la ecuación de la esperanza de vida del contaminante
Γ_{τ_a}	Coefficiente de difusión másico en la ecuación de la edad media de la población interna total del aire

ρ	Densidad del aire
ρ_p	Densidad de la partícula
σ	Constante de Boltzmann
$\overline{\tau_{ij}}$	Tensor de esfuerzos viscosos sobre el fluido
$\overline{\tau_a}$	Edad media de la población interna total del aire
$\overline{\tau_p}$	Edad media local del aire en un punto
τ_p	Edad del contaminante
τ_r	Tiempo de renovación real del aire del recinto
τ_t	Tiempo de renovación mínimo o tiempo nominal
μ	Viscosidad molecular del fluido
μ_T	Viscosidad turbulenta del fluido
μ_{eff}	Viscosidad efectiva. Suma de la viscosidad molecular y turbulenta
$\dot{\mu}(r)$	Densidad de emisión del contaminante en el régimen estacionario en el recinto en un punto r por unidad de tiempo

ACRÓNIMOS

ACH	<i>Air Changes per Hour</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
CDC	<i>Center for Disease Control and Prevention</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
EWT	<i>Enhanced Wall Treatment</i>
IAQ	<i>Indoor Air Quality</i>
PBS	<i>Pressure Based Segregated</i>
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier Stokes equations</i>
SWF	<i>Standard Wall Functions</i>
S2S	<i>Surface-to-surface Radiation Model</i>
UCI	Unidad de cuidados intensivos

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Justificación

La relación entre la ventilación de un recinto cerrado y la calidad de aire interior (IAQ) se constata recientemente (Spengler et al. 2001). En los años 70 se produce un incremento de las quejas sobre la falta de confort y de los problemas de salud relacionados con la estancia en entornos de trabajo no industriales (Skov et al. 1989). El aumento de la estanqueidad de los edificios, con la intención de reducir el consumo energético en climatización, dificulta la ventilación natural y produce un aumento de la contaminación del aire interior que conlleva la aparición de enfermedades pulmonares y alérgicas, además de favorecer la transmisión de enfermedades entre trabajadores que comparten un ambiente interior. En 1983 la Organización Mundial de la Salud acuña el término *síndrome del edificio enfermo* para referirse al conjunto de enfermedades originadas o estimuladas por la contaminación del aire en espacios cerrados (World Health Organization 1983).

Actualmente se puede decir que, en general, una persona permanece alrededor de un 90% del tiempo en ambientes interiores, de ahí la importancia de preservar una buena calidad del aire interior (Kembel et al. 2012). En un estudio (Mendell et al. 2002) sobre la calidad del aire en un ambiente de trabajo interior (afecta al 70% de los trabajadores en EEUU), mejorar la ventilación en edificios de oficinas podría suponer un ahorro de entre 5×10^9 y 75×10^9 USD al año. En esta estimación se incluyen el coste por hospitalización de personas enfermas, el coste de la baja de un trabajador o el coste asociado al descenso del rendimiento de una persona que no trabaja en sus mejores condiciones. La mayoría de este ahorro estimado proviene de la reducción de la transmisión de enfermedades respiratorias asociadas al mal diseño del edificio.

En el ámbito hospitalario la calidad del aire interior tiene especial relevancia debido a la convivencia en un mismo edificio de personas portadoras de infecciones susceptibles de ser transmitidas y personas con su sistema inmunológico debilitado, además del personal que trabaja a diario en el hospital. Un estudio en hospitales europeos (Kaoutar et al. 2004) cifra en 14.6% el

porcentaje de muertes en pacientes hospitalizados causadas por una infección nosocomial¹ (con certeza 6.6% y con elevada probabilidad el 8%). De las infecciones nosocomiales que causan muerte las del tracto respiratorio inferior representan el 39% y las de la herida quirúrgica el 14%. En ambos casos la transmisión de la infección se realiza primordialmente por vía aérea (Drake et al. 1977, Charnley et al. 1969, Nelson et al. 1973, Walter et al. 1963).

La transmisión de infecciones nosocomiales por vía aérea o aerotransportadas es especialmente problemática en los recintos destinados a pacientes con alta susceptibilidad a infecciones o a pacientes portadores de una infección susceptible de transmitirse por vía aérea. Algunos de estos recintos, denominados recintos críticos en este trabajo, son: quirófanos, Unidades de Cuidados Intensivos (UCI), urgencias, habitaciones de aislados infecciosos, habitaciones de aislados inmunodeprimidos, etc. El estudio de la ventilación en los recintos críticos de hospitales está justificado por la elevada prevalencia de las enfermedades nosocomiales y el coste que suponen al servicio de salud. Se estima que el coste anual en los hospitales de EEUU asociados a enfermedades nosocomiales está entre 24.5×10^9 y 33.8×10^9 USD (Scott et al. 2009). Este trabajo se centra en la ventilación en dos recintos críticos de hospitales, las salas de operaciones o quirófanos, y las habitaciones de aislados infecciosos.

La influencia de la ventilación en la propagación de infecciones nosocomiales por vía aérea se considera probada (Li et al. 2007). Un diseño adecuado de los sistemas que intervienen en la ventilación se considera clave para disminuir la propagación de infecciones (Yang et al. 2015, Guenther et al. 2008). En la normativa existe variedad de soluciones (Friberg et al. 2003) pero los hospitales demandan criterios de diseño y certificaciones únicos que garanticen un correcto funcionamiento de los sistemas de ventilación en todo el hospital y en

¹ Por infección nosocomial se entiende una infección que contrae un paciente durante su estancia en un hospital o centro sanitario en general.

particular en los recintos críticos. La diversidad puede explicarse porque no hay un estándar común a la hora de cuantificar la calidad de la ventilación, lo que impide comparar diferentes posibilidades (Dharan et al. 2002, Friberg et al. 2003).

Los criterios de diseño de un sistema de ventilación dependen del uso al que se destine el recinto a ventilar. Tradicionalmente, se consideraba que el contaminante se diluía de forma homogénea en aire del recinto y se establecían un número mínimo de renovaciones hora (ACH) para diluir una concentración determinada de contaminantes. A igualdad del resto de parámetros, cuanto mayor sea el ACH, mayor cantidad de aire exterior entra en la habitación y mayor es la dilución del contaminante. Sin embargo, la calidad de la ventilación no sólo está relacionada con el número de ACH sino también con el patrón del flujo de aire dentro de la sala (Li et al. 2007). Se ha demostrado que si bien el aumento del número de renovaciones ACH es un buen medio para disminuir la concentración media de contaminante en el recinto, no implica necesariamente, una disminución del contaminante en zonas críticas (Memarzadeh et al. 2004). Tampoco conviene olvidar que un aumento excesivo del caudal de ventilación genera un sobrecoste asociado al mayor dimensionado en las instalaciones de la ventilación, así como una disminución del confort asociada al aumento del ruido y de las corrientes de aire.

El objetivo principal de la ventilación de quirófanos es evitar que infecciones aerotransportadas alcancen al paciente, en concreto, la zona de la herida quirúrgica que es el lugar de más vulnerabilidad. Un diseño adecuado de la ventilación puede ayudar a reducir de forma efectiva la probabilidad de infección de la herida quirúrgica debida a patógenos aerotransportados (Liu et al. 2009, Al-Waked 2010, Zoon et al. 2010).

En el caso de la ventilación de las habitaciones de aislados infecciosos los objetivos son dos. Primero, evitar que el contaminante salga de la habitación y sea esparcido por el resto del hospital, y segundo, mantener la concentración de

contaminante en la habitación por debajo de un umbral de seguridad (Hytinen et al. 2011).

1.2 Objetivos

El principal objetivo de esta tesis es obtener una metodología que permita evaluar, cuantificar y, por tanto, comparar diferentes posibilidades de ventilación tanto en quirófanos como en habitaciones de aislados infecciosos.

En los quirófanos se aplica esta metodología con el objetivo de estudiar el efecto de algunos elementos, como por ejemplo las lámparas quirúrgicas, en las actuaciones de la ventilación, para dos estrategias de ventilación diferentes.

En las habitaciones de aislados infecciosos el objetivo es comparar diferentes configuraciones de impulsiones y extracciones de aire, además de probar diferentes tipos de difusores de entrada de aire.

Se marca como objetivo determinar qué índices resultan más adecuados para las diferentes configuraciones probadas en este estudio

1.3 Metodología

El primer paso en la elaboración del estudio es la revisión de la bibliografía en este campo y así establecer un punto de partida basado en el estado del conocimiento actual en el estudio, diseño y modelado numérico de la ventilación en recintos críticos de hospitales.

La metodología que se emplea en este trabajo es principalmente numérica pero los métodos numéricos necesitan contrastarse con datos experimentales. Se realizan dos estudios experimentales, uno con un modelo de quirófano de flujo unidireccional en una instalación a escala 1 a 7 empleando la técnica PIV (*Particle Image Velocimetry*) y otro para el difusor rotacional en una instalación a escala real utilizando un anemómetro de ultrasonidos 3D.

El modelo numérico es un modelo 3D, transitorio, no isotermo. El movimiento de contaminante se calcula con un modelo euleriano.

Para cuantificar la calidad de la ventilación, se calculan los índices de eficiencia de renovación del aire, de eficiencia de eliminación del contaminante y la probabilidad o el riesgo de infección.

Las conclusiones de este trabajo recogen unos criterios que conforman la metodología para el estudio de los recintos críticos de hospitales.

1.4 Contenidos

El contenido de la tesis se estructura de la siguiente manera:

- Capítulo 2. Se introducen los conceptos de ventilación necesarios para afrontar este estudio. Se describe cómo una infección puede ser transmitida por vía aérea. También se introduce la problemática particular de quirófanos y de habitaciones de aislados infecciosos.
- Capítulo 3. Se definen los índices clásicos de evaluación de la eficiencia de ventilación: eficiencia de renovación de aire y eficiencia de eliminación de contaminante. Se definen también dos índices específicos para los casos en que el contaminante pueda causar una infección: la probabilidad de infección por inhalación y, en el caso de quirófanos, la deposición sobre superficies críticas tales como la herida quirúrgica o la mesa de instrumental.
- Capítulo 4. Se describen los principales puntos del modelo numérico: geometría, ecuaciones de gobierno, modelo de turbulencia, modelo de partículas, generación del mallado, condiciones de contorno, etc.
- Capítulo 5. Se describen la instalación experimental, procedimiento seguido en los ensayos para la validación del modelo numérico del quirófano unidireccional y los resultados más destacados de los ensayos. Se estudia la dependencia temporal del flujo en el quirófano.

- Capítulo 6. Se describen la instalación experimental, el procedimiento de los ensayos y los resultados para la validación del modelo numérico de difusor rotacional.
- Capítulo 7. Se presentan de los resultados más importantes obtenidos en las simulaciones de los modelos de quirófano unidireccional y de quirófano de mezcla. Se incide en los puntos que se consideran más importantes de la simulación y en la adecuación de los índices clásicos en la evaluación de la ventilación.
- Capítulo 8. Se presentan los resultados más importantes obtenidos en el caso de las habitaciones de aislados infecciosos. Se comparan diferentes configuraciones de entradas y salidas y diferentes tipos de entradas, mostrando contornos de concentración en diferentes planos, y calculando el valor de los índices de eficiencia de ventilación: eficiencia de renovación del aire, eficiencia de eliminación del contaminante y riesgo de infección.
- Capítulo 9. Se recogen las conclusiones más importantes que se han obtenido en la realización de este trabajo y se incluyen posibles trabajos futuros.

CAPÍTULO 2

VENTILACIÓN Y TRANSMISIÓN AÉREA DE INFECCIONES

2.1 Introducción

Se entiende por ventilación, desde un punto de vista arquitectónico, el proceso de suministrar o extraer aire de un recinto cerrado con el objetivo de controlar su composición y sus niveles de temperatura y humedad (ASHRAE 2007). Existen diferentes técnicas para ventilar un recinto, que pueden clasificarse en dos grandes grupos: ventilación natural y ventilación mecánica o forzada. La ventilación natural aprovecha los gradientes de presión creados por factores ambientales como el viento, la humedad o la convección térmica para renovar el aire a través de las aperturas, intencionadas o no, en los edificios. Mientras que la ventilación mecánica es aquella que para renovar el aire utiliza sistemas mecánicos que generan gradientes de presión en los conductos de distribución de aire o entre áreas del edificio.

En este trabajo se estudia la ventilación forzada en quirófanos y habitaciones de aislados infecciosos, si bien la metodología puede extrapolarse a otros recintos donde existan contaminantes susceptibles de causar una infección por vía aérea.

En este contexto el contaminante se compone de un agente patógeno y un vehículo de transmisión. Se describe en este capítulo los contaminantes y las fuentes de contaminación presentes en habitaciones de aislados y quirófanos así como la interacción entre los flujo de aire de ventilación y el los contaminantes.

2.2 Transmisión de infecciones

En general, se entiende por transmisión de una infección, desde el punto de vista de la medicina, el paso de una enfermedad contagiosa de un cuerpo portador a una persona resultando en la infección de ésta, aunque no implica necesariamente que desarrolle la enfermedad. Hay varios caminos por los que una infección puede transmitirse:

- Contacto con secreciones del portador que contengan agentes patógenos como gotas de saliva, heces, vómitos, etc.
- Contacto directo (físico) con el portador o con material biológico procedente del portador.
- Contacto indirecto a través de algún objeto sobre el que se ha depositado el patógeno.
- Ingestión de alimentos o agua contaminada.
- Inhalación de patógenos suspendidos en el aire ambiente.

Este trabajo se centra en la transmisión de infecciones por vía aérea. Se habla de transmisión aérea de infecciones cuando en la cadena de transmisión del agente patógeno desde el portador a la persona infectada interviene un aerosol suspendido en el aire ambiente. Se entiende por aerosol una suspensión de partículas sólidas o líquidas en un gas, con tamaños entre 0.001 a 100 μm (Zhang 2005, Tang et al. 2006a).

En la transmisión aérea se distinguen tres elementos. Por un lado está el agente biológico o patógeno capaz de producir la infección. Normalmente los patógenos no se expulsan al ambiente de forma aislada, sino que van acompañados de un segundo elemento que actúa como vehículo de transmisión o partícula portadora. Por último se necesita un medio de transmisión, que en este caso será el aire. En este apartado se describen cada uno de los tres elementos y la interacción entre ellos.

2.2.1 Agentes patógenos

Se llama agente patógeno a cualquier microorganismo capaz de producir infección, como los virus, las bacterias o las esporas de hongos. El agente patógeno se encuentra en primera instancia en un cuerpo portador que libera el agente patógeno en el aire. El cuerpo portador puede ser una persona, animal u

otra cosa que libere el agente patógeno, por ejemplo, la emisión de la bacteria *Legionella pneumophila* en humidificadores o fuentes de agua termal.

El CDC (*Center for Disease Control and Prevention*) considera la tuberculosis, varicela o rubeola como enfermedades aerotransportadas porque pueden transmitirse largas distancias por vía aérea (Sehulster et al. 2003). Otras fuentes (Tang et al. 2006a) proporcionan una lista más detallada de agentes patógenos que pueden transmitir infecciones por vía aérea.

Los agentes patógenos tienen un potencial infeccioso durante un tiempo limitado que dependerá de condiciones ambiente como la humedad, la temperatura o la radiación ultravioleta. Por ejemplo, las temperaturas bajas y la humedad elevada suelen favorecer la viabilidad y por tanto prolongar el potencial infeccioso de numerosos patógenos.

2.2.2 Vehículo de transmisión

Se puede hablar de vehículo de transmisión, partícula portadora o de fomite. En general un fomite puede ser casi cualquier cosa, desde la ropa, instrumental del hospital, material de limpieza, etc. pero en el contexto de este trabajo se habla de fomite o vehículo de transmisión para referirse a cualquier aerosol que permita la transmisión aérea de agentes patógenos, como por ejemplo: partículas de polvo, escamas de piel desprendidas, gotas de saliva, etc.

Los agentes patógenos tipo virus o bacterias precisan en general un vehículo de transmisión que les proporcione un entorno o micro ambiente adecuado, mientras que muchas esporas de hongos pueden viajar aisladas, sin necesidad de un vehículo de transmisión.

Si el foco de infección es una persona infectada, las secreciones nasofaríngeas y respiratorias son el principal foco de emisión de contaminante en muchas patologías. Las gotas de saliva expulsadas al respirar, hablar, reír, toser o estornudar pueden contener agentes patógenos y actuar como partículas portadoras del patógeno en el aire.

La cantidad de patógenos y de partículas portadoras emitidos depende de la persona y del modo que se expulsan al aire ambiente. En Cole et al (Cole et al. 1998) se demuestra como un estornudo puede generar hasta 40000 gotas mientras que en un tosido o hablando 5 minutos se generan en torno a 3000 gotas. Ahora bien, no todas las gotas tienen el mismo tamaño ni la misma densidad de agentes patógenos. Las gotas generadas tosiendo contienen más cantidad de agentes patógenos que las generadas estornudando, debido a que se generan en zonas más interiores del sistema respiratorio (Qian et al. 2006).

Además de los vehículos de transmisión emitidos por nariz y boca, mayoritariamente provenientes del tracto respiratorio, hay otras fuentes de emisión de agentes patógenos por parte una persona infectada. Por ejemplo:

- Una persona libera alrededor de 10^4 partículas (escamas de piel) por minuto mientras camina y aproximadamente entre el 5 y el 10 % de las partículas (en el rango de tamaños de 2.5 a 20 μm) contienen alguna bacteria (Chow et al. 2003).
- Cada mililitro cúbico de vómito contiene aproximadamente 10^7 virus.
- Cada gramo de heces en un individuo infectado con un virus gástrico suele albergar más de 10^{12} virus (Barker et al. 2001).

2.2.3 Interacción entre las partículas portadoras y el aire ambiente

Una vez que las partículas han sido liberadas al ambiente su destino dependerá de características de la propia partícula, como pueden ser su densidad, forma y tamaño, de cómo se libera la partícula al ambiente, del patrón de flujo de aire en el recinto y de las condiciones ambientales.

Las gotas de saliva emitidas por una persona tienden a caer por la diferencia de densidad con el aire. En la Tabla 1 se presenta una estimación del tiempo que una gota esférica de agua tarda en caer una distancia de 1 m en un ambiente en reposo, en función de su tamaño.

Tabla 1. Tiempo de caída vs diámetro de gota (Morawska 2006).

Diámetro de gota (μm)	Tiempo de caída para 1 m (s)
1000	0.3
100	3
10	300
1	30000

En esta estimación se ha supuesto despreciable el tiempo necesario para que la gota alcance la velocidad terminal. Se ha supuesto también, que el diámetro permanece constante, es decir, no se ha tenido en cuenta que una gota puede reducir su tamaño durante su caída debido a la evaporación. La Fig. 1 recoge una estimación del tiempo de evaporación para una gota de agua pura, en función de la humedad relativa del ambiente. Si la gota tuviera una concentración de 0.86 % de NaCl, semejante a la saliva humana, al evaporarse completamente dejaría un residuo seco del tamaño indicado por las líneas horizontales de la Fig. 1. Estudiando conjuntamente la Tabla 1 y la Fig. 1 se puede decir que las gotas grandes, mayores de 100 μm , alcanzan el suelo antes de que puedan evaporarse, mientras que las gotas de menos de 10 μm tienen una probabilidad elevada de evaporarse antes de alcanzar el suelo. Para un estudio más detallado sobre este tema puede verse la referencia (Redrow et al. 2011).

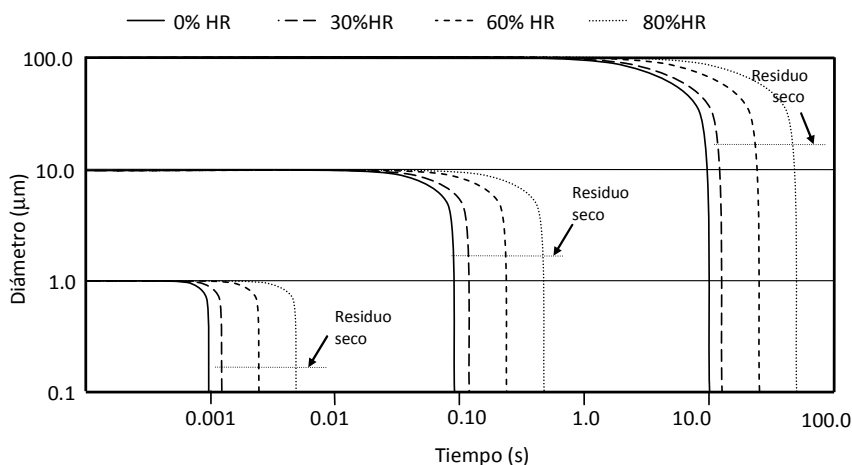


Fig. 1. Tiempo evaporación vs diámetro inicial de gota (Morawska 2006).

El residuo seco se conoce con el nombre de *droplet nuclei* (Cole et al. 1998) y puede actuar como partícula portadora del patógeno. Debido a su pequeño diámetro, los *droplet nuclei* pueden permanecer en el aire mucho tiempo y ser arrastrados por las corrientes a largas distancias (Rim et al. 2010).

Si se admite que las partículas portadoras son esféricas se puede asumir que seguirán la ley de Stokes. Esta ley gobierna el movimiento de una partícula esférica en el aire bajo la influencia de la fuerza de gravitatoria y de la resistencia aerodinámica (Tang et al. 2006a). Las partículas portadoras se suelen considerar esféricas por sencillez en el cálculo (Zhang 2005), si bien en el caso de las escamas de piel esta hipótesis es menos realista que en el de gotas de saliva.

En el movimiento de estas partículas en el aire influyen las condiciones iniciales y las condiciones de contorno. Las partículas emitidas desde la boca son expulsadas a una corriente de aire con una determinada velocidad de salida que condicionará el alcance inicial. Así por ejemplo, las partículas liberadas en un estornudo no tienen el mismo alcance que las liberadas hablando.

La capacidad de un patógeno para transmitir una infección por vía aérea dependerá del tiempo que permanezca suspendido en el aire manteniendo su potencial infeccioso. Se ha mostrado como el tiempo de permanencia de la partícula portadora, y por tanto del agente patógeno, en el aire depende en gran medida de su tamaño (Duguid 1946), forma y densidad porque son factores que condicionan su velocidad terminal

En concreto en este trabajo el contaminante (agente patógeno más vehículo de transmisión) se considera que tiene capacidad infecciosa mientras esté suspendido en el aire del recinto y el agente patógeno esté activo. Es decir el contaminante deja de ser peligroso si se extrae del recinto a través de las salidas de la ventilación, si se deposita sobre una superficie o si el agente patógeno deja de ser viable.

2.3 Ventilación en quirófanos

2.3.1 Fuentes de contaminantes

Dentro de un quirófano las principales fuentes de contaminante son las personas allí presentes, que expulsan contaminantes a través del tracto respiratorio y de la piel. En el interior del quirófano también se producen contaminantes debidos a procesos específicos de las propias prácticas quirúrgicas como el humo quirúrgico o los gases anestésicos.

El aire de ventilación del propio quirófano o el procedente de las salas adyacentes podrían constituir fuentes de contaminante si no se toman las medidas adecuadas. En este trabajo se han supuesto unas condiciones de funcionamiento que evitan la entrada la contaminación por estas vías.

2.3.1.1 Personas

En los quirófanos una fuente de contaminante a considerar son las escamas de piel desprendidas tanto por el personal sanitario como por el propio paciente. Más del 50% de las infecciones post-operatorias se deben a la flora presente en la piel del paciente y del personal sanitario (Dharan et al. 2002). Las escamas de piel son de un tamaño del orden de 10 μm y se desprenden continuamente con una tasa del orden de 10^4 unidades por minuto (Memarzadeh et al. 2002). Aproximadamente un 10 % de ellas contiene agentes patógenos (Chow et al. 2003). La concentración de contaminante en el quirófano a igualdad del resto de parámetros, es proporcional al número de personas que hay dentro del quirófano. Minimizar el número de individuos es importante (Lipsett 2008).

2.3.1.2 Humo quirúrgico

El humo quirúrgico es una colección de partículas suspendidas en el aire provenientes de la destrucción térmica de tejidos (Carbajo-Rodríguez et al. 2009). Este humo se genera por algunas técnicas empleadas en cirugía como la electrocauterización, la cirugía láser o el uso de bisturís con ultrasonidos.

El láser o la electrocauterización provocan que las células se calienten hasta el punto de ebullición y rompan su membrana, dispersando pequeñas partículas (<0.1 μm para la electro cauterización y $\sim 0.3 \mu\text{m}$ para el láser). El bisturí con ultrasonidos genera vapor a unas temperaturas menores y tiene mayor probabilidad de transportar agentes patógenos.

El humo desprendido en estos procesos puede inducir enfermedades crónicas respiratorias, neumonías intersticiales, bronquiolitis... Además se ha demostrado que el humo quirúrgico es citotóxico, pudiendo causar daños genéticos y mutaciones (Alp et al. 2006).

El desarrollo de estas nuevas técnicas en las nuevas posibilidades quirúrgicas actuales, como en las laparoscopias o en las cirugías endoscópicas por ejemplo, genera un humo quirúrgico que, en la medida de lo posible, hay que evitar que sea inhalado por el personal sanitario o el propio paciente.

2.3.1.3 Gases anestésicos

En las operaciones en las que el paciente requiere una anestesia total es frecuente la administración de gases anestésicos para inducir el sueño. Algunos ejemplos de estos gases se recogen en la Tabla 2:

Tabla 2. Gases anestésicos. (Occupational Safety and Health Administration 2005).

Nombre genérico	Nombre comercial	Año de implantación
Óxido de Nitrógeno	Nitrous oxide	1844
Halotano	Fluothane®	1956
Enflurano	Ethrane®	1974
Isoflurano	Forane®	1980
Desflurano	Suprane®	1992
Sevoflurano	Ultane®	1995

Los gases anestésicos se aplican con una mascarilla colocada sobre la cara del paciente. Parte de estos gases se escapan de la mascarilla y se dispersan por el

quirófano, pudiendo ser inhalados por cualquier persona que estuviera en el quirófano en ese momento. Cuando se retira la mascarilla para la administración de anestesia por vía inhalatoria, la concentración disminuye rápidamente y ya no se considera problemático.

Según el Instituto Nacional para la Seguridad y Salud Laboral de Estados Unidos (NIOSH) las concentraciones presentes en el quirófano deben ser menores de 25 ppm para los óxidos de nitrógeno y menor de 2 ppm para los gases halogenados (National Institute for Occupational Safety and Health. (NIOSH) 1977). Sin embargo se sabe que en algunos casos la concentración durante la inducción del sueño era mayor de la permitida (Hoerauf et al. 1997).

La inhalación de altas concentraciones de estos gases puede provocar dolor de cabeza, mareos, irritabilidad, náuseas, enfermedades del hígado y del riñón... La exposición prolongada a bajas concentraciones no está demostrado que produzcan enfermedades. Sin embargo, varios estudios correlacionaron estas exposiciones con abortos espontáneos, daños genéticos o cáncer (Guirguis et al. 1990).

2.3.2 Vías de contaminación

Los contaminantes enumerados se pueden encontrar en una sala de operaciones y resultar nocivos para paciente y personal. Dependiendo del tipo, también cambia la manera en la que producen la infección. Se distinguen tres vías de contaminación:

- Inhalación del contaminante. Tanto el paciente como el personal pueden inhalar el contaminante que ha sido liberado al aire, incluso portando una mascarilla protectora (cómo pueden ser las mascarillas N95 certificadas por la NIOSH) (Balazy et al. 2006).
- Deposición del contaminante sobre la herida quirúrgica.

- Deposición del contaminante sobre la mesa de instrumental. La herida puede resultar infectada por contacto con el material contaminado.

2.3.3 Estrategias de ventilación en quirófanos

La ventilación de un quirófano tiene los siguientes objetivos particulares:

- Evitar la entrada de aire contaminado a través del propio sistema de ventilación.
- Evitar la entrada al quirófano de contaminantes aerotransportados desde las zonas adyacentes.
- Reducir la concentración de contaminantes generados o introducidos en el quirófano, mediante una elevada dilución y/o una rápida extracción de los mismos.
- Evitar que los contaminantes aerotransportados sean conducidos por el flujo de aire hacia el paciente o hacia el personal sanitario que está en el interior.

El primer objetivo se evita con un filtrado adecuado del aire de ventilación. Está perfectamente regulado y no se estudia en este trabajo.

El segundo objetivo de la ventilación de quirófanos es evitar, en la medida de lo posible, que entre contaminante del exterior. Para este cometido la mayoría de las normativas recomiendan que la ventilación imponga una sobrepresión en el quirófano respecto de los recintos colindantes (Melhado et al. 2006).

Los quirófanos se pueden encontrar agrupados en áreas quirúrgicas que pueden clasificarse en dos configuraciones generales aunque existen otras variantes: de doble pasillo y de pasillo único. Las de doble pasillo disponen de un pasillo de limpio para introducir material esterilizado, paciente y personal sanitario y de otro pasillo de sucio por donde sale el material empleado en la operación (Fig. 2). En la configuración de pasillo único la entrada y la salida del quirófano se hacen a través del mismo acceso. El material empleado se desecha a través de la

exclusa de sucio o en contenedores que se cierran dentro del mismo quirófono. El acceso al quirófono suele realizarse a través de esclusas con puertas herméticas.

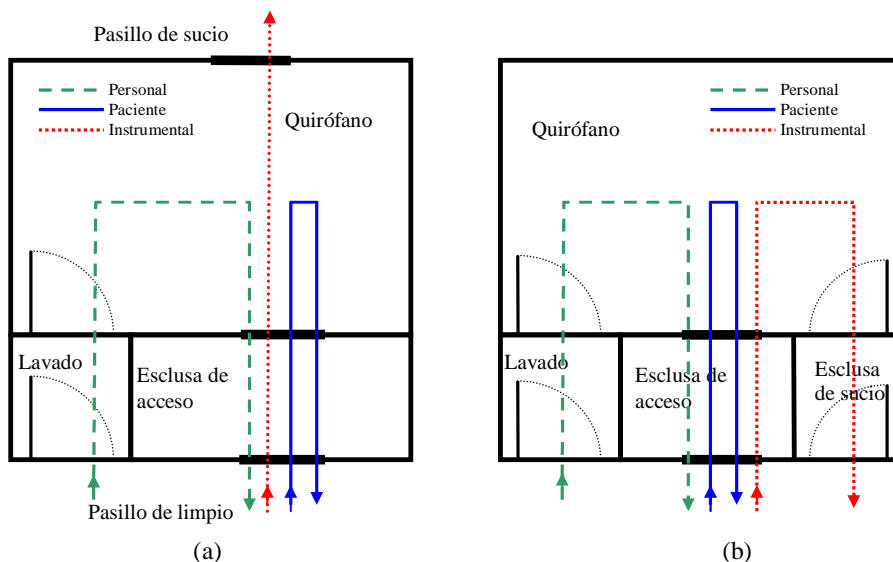


Fig. 2. Circuitos y esquema de flujo de aire en un área quirúrgica para la configuración de: a) pasillo doble y b) pasillo único. (Villafruela et al. 2011).

Este trabajo se centra en los otros dos objetivos de la ventilación de un quirófono, evitar que el contaminante llegue al paciente y al personal sanitario y reducir la concentración de contaminante. Se considera sólo el movimiento de aire dentro del quirófono y no se considera la posible influencia de las zonas adyacentes.

Atendiendo a la estrategia de ventilación, los quirófanos se pueden agrupar en dos tipos: quirófanos de flujo unidireccional y quirófanos de ventilación por mezcla.

Los quirófanos de flujo unidireccional, también llamados, quirófanos unidireccionales o quirófanos laminares, emplean una estrategia de ventilación por desplazamiento. El objetivo es suministrar aire limpio directamente a las zonas críticas, como puede ser la herida quirúrgica o la mesa de instrumental (Zoon et al. 2010).

El principio fundamental de la ventilación por desplazamiento en quirófanos, en el contexto de este estudio, se esquematiza en la Fig. 3 (A). Consiste en crear un flujo unidireccional de aire limpio que cubra la zona de operaciones, zona que se quiere proteger, y arrastre al contaminante según es emitido hacia las extracciones de aire del quirófono. Debido a la elevada cantidad de movimiento del chorro, el contaminante no puede migrar a otras zonas. La ventilación por desplazamiento en quirófanos también se utiliza en dirección horizontal si bien está mucho menos extendida (Liu et al. 2009).

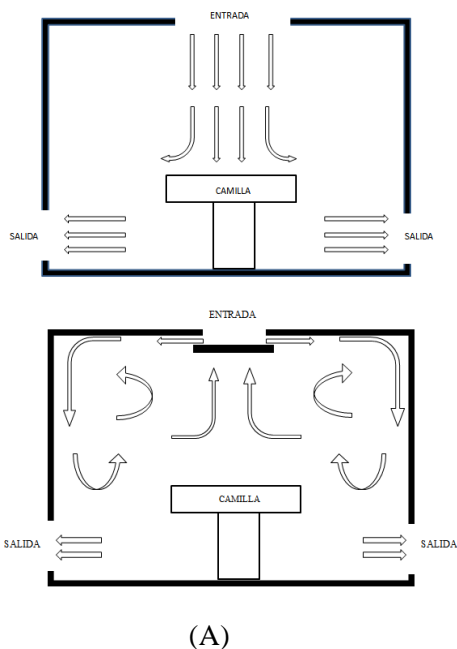


Fig. 3. Esquemas de las diferentes estrategias de ventilación. (A) Ventilación por desplazamiento. (B) Ventilación por mezcla.

Los quirófanos de ventilación por mezcla o quirófanos turbulentos basan su estrategia de ventilación en diluir la concentración de contaminante (Chow et al. 2004a). La ventilación por mezcla en un caso ideal pretende conseguir que la concentración de todas las especies sea la misma en cualquier punto de la habitación. En los casos reales el objetivo es conseguir un patrón de flujo que provoque un grado de mezcla elevado. En el contexto de este estudio el patrón de

flujo de ventilación por mezcla (Fig. 3 (B)) se consigue mediante uno o varios difusores en el techo del quirófano que generan un chorro de aire pegado a la pared por efecto Coanda y que llega hasta las paredes laterales o interacciona con otros chorros para descender hacia el suelo después. En la vertical del difusor se produce un efecto de succión debido al chorro generado por el difusor que formándose una corriente ascendente. Se producen recirculaciones entre ambas zonas.

La ventilación por mezcla en quirófanos ha sido tradicionalmente utilizada por su sencillez de cálculo y diseño y por su menor coste de implantación y mantenimiento.

En algunas aplicaciones, la ventilación por desplazamiento sustituye a la ventilación por mezcla porque puede conseguir una distribución térmica más confortable con velocidades del aire bajas. Además, con un diseño adecuado de la ventilación por desplazamiento se puede conseguir una mayor calidad del aire interior gracias a su efecto de barrido del contaminante (Romano et al. 2015, Lin et al. 2005). Es por ello que en algunos quirófanos se opta por este tipo de ventilación generando un flujo unidireccional de aire limpio a baja velocidad sobre la zona de trabajo. Sin embargo pueden aparecer problemas debido que un flujo unidireccional con baja velocidad es fácilmente perturbable. Por ejemplo, las estelas de objetos interpuestos en el flujo como las lámparas quirúrgicas (Chow et al. 2006b, Colquhoun et al. 2003), o las plumas térmicas del personal o de los equipos eléctricos (Hartung et al. 1998, Craven et al. 2006) o el movimiento de personas dentro del recinto (Brohus et al. 2006), o la apertura de puertas pueden romper el patrón de flujo unidireccional. Más allá de la zona de trabajo, el patrón de flujo de aire en el resto del quirófano unidireccional también dependerá de las posiciones de las extracciones de aire y de los objetos presentes en el (Colquhoun et al. 2003, Kameel et al. 2001, Liu et al. 2003).

No está claro que tipo de ventilación presenta unas mejores actuaciones en quirófanos. Se han realizado estudios estadísticos que avalan un sistema frente al

otro y viceversa. Algunos autores muestran, en estudios hechos en operaciones reales, como la configuración unidireccional es menos eficiente que la ventilación de mezcla (Lipsett 2008, Brandt et al. 2008, Salvati et al. 1982). Lidwell (Lidwell et al. 1983), en cambio, en un estudio en operaciones protésicas concluye que la incidencia de enfermedades post-operatorias se reducía a la cuarta parte con la ventilación unidireccional. La diversidad en los resultados es debida, en cierta medida, a la falta de estándares en el diseño de quirófanos, ensayos, medidas y protocolos médicos como por ejemplo, en el tratamiento profiláctico antibiótico; etc.

2.4 Ventilación en habitaciones de aislados infecciosos

2.4.1 Fuentes de contaminante

En las habitaciones de aislados infecciosos se considera que la emisión de contaminante proviene únicamente del paciente. El paciente a través de sus secreciones libera el agente patógeno en el recinto. Dependiendo de en qué órgano, sistema o tejido del paciente se encuentre el agente patógeno se puede distinguir:

- Secreciones nasofaríngeas. En este caso el agente patógeno se encuentra en el tracto respiratorio y es expulsado al respirar. Puede ser suficiente con que el agente patógeno sólo pase parte de su ciclo en el tracto respiratorio (Tang et al. 2006b).
- Se encuentran en el sistema digestivo y son expulsados en las heces o vómitos del paciente. Pueden atomizarse al evacuar la cisterna, por ejemplo.
- Secreciones vesiculopapulares. El contaminante es liberado a través de lesiones en la piel (por ejemplo, cuando el enfermo padece varicela).

El agente patógeno puede estar en varios órganos al mismo tiempo, o permanecer durante alguna etapa de su ciclo en órganos diferentes.

2.4.2 Vías de contaminación

Cuando el paciente libera los agentes patógenos en el aire en forma de aerosol, la contaminación puede producirse por:

- Inhalación de los agentes patógenos por parte de las personas que entran en la habitación. Las personas dentro del hospital también podrían contaminarse inhalando el contaminante si los agentes patógenos abandonan la habitación.
- Mediante contacto con alguna superficie sobre la que se haya depositado el contaminante. Contacto indirecto.

En este estudio sobre la ventilación en habitaciones de aislados infecciosos se tiene en cuenta la deposición de contaminante, si bien no se considera a efectos de contagio.

2.4.3 Estrategias de ventilación en habitaciones de aislados infecciosos

Las habitaciones de aislados infecciosos son usadas para pacientes que son portadores o se sospecha que puedan serlo, de una enfermedad que puede transmitirse por vía aérea (Hyttinen et al. 2011). Los objetivos de la ventilación en las habitaciones de aislados infecciosos son:

- Evitar que el contaminante salga de la habitación y se propague por el resto del hospital.
- Reducir la concentración de contaminante dentro del recinto para reducir el riesgo de infección para las personas que entran en la habitación.

Para cumplir el primero de los objetivos la recomendación más habitual es la de mantener la habitación con una presión negativa respecto de las salas adyacentes. Sin embargo, no hay consenso sobre el valor de la diferencia de presión que debe establecerse.

Con la extracción de aire de la habitación hay que seguir ciertas precauciones para evitar que el aire contaminado pueda llegar a otros recintos, como utilizar sistemas de extracción independiente o alejar las descargas de aire al exterior de tomas de aire y de ventanas. Otra práctica habitual es colocar filtros de alta eficiencia (HEPA) o lámparas de radiación ultravioleta en las extracciones (Hytinen et al. 2011).

La mayoría de directrices y normativas están de acuerdo en aconsejar o exigir que el acceso a las habitaciones se haga a través de un vestíbulo cerrado y preferiblemente con sistemas que impidan la apertura simultánea de ambas puertas (Al-Waked 2010, Tang et al. 2005, Anil 2008, Chao et al. 2006, Chen 2009, Tian et al. 2007) (AIA 2006, VACIC 2007, NHS Estates 2005, AusHFG 2009, NORDEN 2004, NTC 2007). Se evita así que se produzca un posible baipás entre la habitación de aislados infecciosos y el pasillo por el que se comunica con el resto de estancias (Jurelionis et al. 2015, Phillips et al. 2004b). De esta manera se reduce el riesgo de que el contaminante abandone la habitación.

La Fig. 4 representa un esquema de una habitación con vestíbulo o antesala de entrada y servicio, con sus respectivas extracciones e impulsiones de aire. La antesala se encuentra con presión negativa respecto del pasillo y con sobrepresión respecto de la habitación, de manera que el flujo de aire se dirija hacia el interior de la habitación. Las puertas de la antesala se abren de manera no simultánea. La habitación también tiene un servicio, dotado de una extracción de aire, para evitar que posibles olores o algún contaminante atomizado en el aire entre en la habitación.

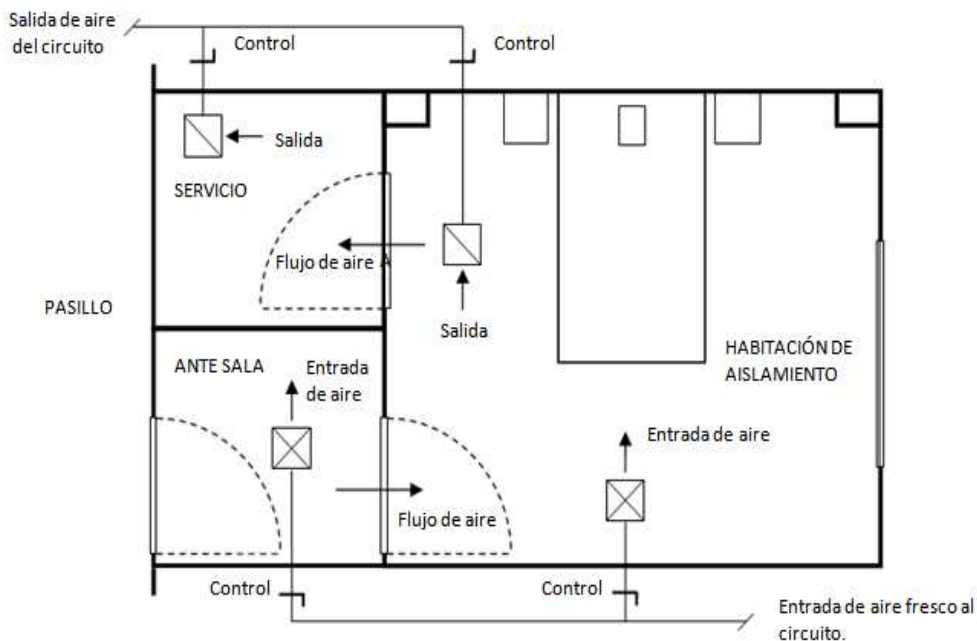


Fig. 4. Esquema de flujo de aire en una habitación de aislados infecciosos. (Villafruela et al. 2011)

Este trabajo se centra en el segundo de los objetivos señalados al principio del apartado, relacionado únicamente con el movimiento de aire dentro de la habitación, aunque se considera la influencia de la antesala y del servicio a través de las holguras que quedarían debajo de las cuando están cerradas.

En las habitaciones de aislados infecciosos también se puede hablar de ventilación por desplazamiento y ventilación por mezcla con un sentido parecido al que se le daba en los quirófanos. La ventilación por mezcla pretende diluir el contaminante rápida y uniformemente. Sin embargo, la dilución del contaminante en el aire de la habitación implica mayor dispersión, pudiendo encontrarse contaminante en las cercanías de la entrada y escapar de la habitación con más facilidad cuando se abra la puerta de acceso. La ventilación por desplazamiento pretende obtener un flujo que barra el contaminante según sale de la fuente emisora y lo arrastre rápidamente hacia la salida minimizando la dispersión por el resto de la habitación (Hyttinen et al. 2011, Cheong et al. 2006, Kao et al. 2006).

En cuanto al caudal de aire fresco requerido, la mayoría de la normativa exige un caudal de renovación de al menos de 12 ACH (AIA 2006). Aunque Phillips (Phillips et al. 2004a) establece que sin una mezcla fuerte, 12 ACH puede no ser suficiente para diluir un tosido de una persona adulta.

CAPÍTULO 3

¿CÓMO EVALUAR LA
CALIDAD DE LA VENTILACIÓN?

3.1 Introducción

Los objetivos que se persiguen con la ventilación de un recinto dependen de la naturaleza de la actividad que en él se vaya a desarrollar. Estos objetivos pueden ser la renovación continua del aire, la eliminación de contaminantes mediante el patrón de flujo de aire inducido por el sistema de ventilación, minimizar la concentración de aire contaminado en lugares concretos del recinto, minimizar la deposición de contaminantes sobre ciertas superficies, etc. Para evaluar el rendimiento de un sistema de ventilación cuantitativamente es necesario, para cada objetivo de ventilación concreto, disponer de un criterio cuantitativo de eficacia. Por otro lado, cada criterio de eficacia debería ser lo suficientemente general como para que fuese aplicable a cualquier configuración de ventilación y sus valores puedan ser comparados entre sí. (Roos 1999).

3.2 Número de renovaciones hora

Históricamente se consideraba que el patrón de flujo de aire dentro de un recinto era de mezcla perfecta y que el único parámetro que controlaba la ventilación era el número de renovaciones hora de aire fresco (ACH). Conociendo la producción de contaminantes que había en el interior y asumiendo una distribución uniforme del contaminante y del aire exterior dentro del recinto, se establecía un caudal mínimo de aire fresco para mantener los niveles de concentración en unos márgenes establecidos.

Sin embargo el patrón de flujo de mezcla perfecta es un patrón ideal. En la realidad ni el aire exterior ni el contaminante presentan una distribución uniforme. Como consecuencia habrá zonas del recinto donde la concentración de contaminante podría superar los umbrales permitidos (Awbi 2003).

3.3 Eficiencia de renovación del aire. Eficiencia de ventilación

La eficiencia de renovación de aire (ε_a) es la eficiencia con la que el aire fresco que se introduce en el recinto renueva el aire interior del recinto. En otras palabras, evalúa la capacidad del patrón de flujo para renovar el aire interior considerando que todo el aire interior se vicia por igual en cualquier zona del recinto.

El patrón de flujo inducido por la ventilación depende de múltiples parámetros: el tipo, tamaño, posición y número de las impulsiones y extracciones de aire, caudal de aire de ventilación, temperatura del aire de impulsión, tamaño y forma del recinto, disposición de los objetos y personas dentro de la habitación, fuentes de calor, etc.

La eficiencia de renovación de aire se calcula como el cociente entre el tiempo de renovación mínimo y el tiempo de renovación real medio:

$$\varepsilon_a = \frac{\text{tiempo de renovación mínimo}}{\text{tiempo de renovación real medio}} = \frac{\tau_t}{\bar{\tau}_r} \quad (3.1)$$

El tiempo de renovación mínimo τ_t o tiempo nominal se define como el tiempo mínimo necesario para renovar el volumen V de aire del recinto con un caudal Q . Cuando el flujo es estacionario el tiempo de renovación mínimo es constante y viene dado por:

$$\tau_t = \frac{V}{Q} \quad (3.2)$$

Si se define el tiempo de residencia de una partícula de aire como el tiempo que permanece en el recinto, el tiempo de renovación real medio es igual al tiempo de residencia medio de la población interna total de aire $\bar{\tau}_r$. El tiempo de renovación real medio $\bar{\tau}_r$, a su vez, se relaciona con la edad media de la población interna total del aire $\bar{\tau}_a$ mediante la siguiente expresión:

$$\bar{\tau}_r = 2\bar{\tau}_a \quad (3.3)$$

En esta definición aparecen dos conceptos nuevos: población interna total y edad del aire. La población interna total de aire en el instante t es el conjunto de partículas que constituyen el aire del interior de un recinto de volumen V . La edad de una partícula de aire es el tiempo que ha transcurrido desde que la misma entró en el recinto. La edad media de la población interna es el promedio de las edades de las partículas de aire que están dentro del volumen V (De la Fuente Casado, B. et al. 2007).

El cálculo de la eficiencia de renovación del aire requiere la evaluación de $\bar{\tau}_a$. Experimentalmente puede ser calculado observando la evolución temporal de la concentración de un gas trazador. Numéricamente la edad media del aire presente en el recinto se calcula mediante la siguiente ecuación de conservación:

$$\frac{\partial \rho \tau_a}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \tau_a u_i - \Gamma_{\tau_a} \frac{\partial \tau_a}{\partial x_i} \right) = \rho \quad (3.4)$$

donde u_i es la velocidad del aire y Γ_{τ_a} es el coeficiente de difusión másico. Se observa además en la ecuación (3.4) que, cómo se dijo anteriormente, τ_a depende únicamente del patrón de flujo en el recinto.

Tomando la definición de la eficiencia de renovación del aire e incluyendo los conceptos definidos, la expresión para el cálculo de ε_a queda:

$$\varepsilon_a = \frac{\tau_t}{2\bar{\tau}_a} \quad (3.5)$$

Para algunas aplicaciones es útil definir una eficiencia de renovación local ε_a^p . Ésta es la relación entre el tiempo nominal y la edad media local del aire en un punto o un volumen parcial del recinto $\bar{\tau}_p$ (Mathise et al. 2004):

$$\varepsilon_a^p = \frac{\tau_t}{2\bar{\tau}_p} \quad (3.6)$$

La eficiencia de renovación del aire puede tomar valores entre 0 y 1. Se utilizan tres ejemplos teóricos habituales, que sirven de referencia:

- Flujo desplazamiento perfecto o flujo pistón (Fig. 5). Las partículas se desplazan uniformemente a lo largo del recinto sin mezclarse, desde que entran hasta que salen. No existe difusión, por lo que se trata de un flujo ideal que únicamente se usa como referencia. En este caso la edad del aire varía de forma lineal desde la entrada a la salida por lo que la edad media del aire será la mitad del tiempo de residencia y la eficiencia de renovación del aire es la unidad $\epsilon_a = 1$.

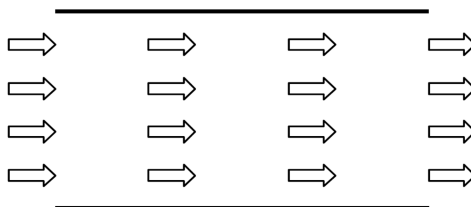


Fig. 5. Patrón de desplazamiento perfecto o flujo pistón.

- Flujo mezcla perfecta (Fig. 6). Se considera que la difusión es infinita y por tanto la mezcla es perfecta. Es decir, todo el aire del recinto tiene la misma edad y por tanto la edad media del aire coincide con el tiempo de residencia. Esto implica que $\epsilon_a = 0,5$.

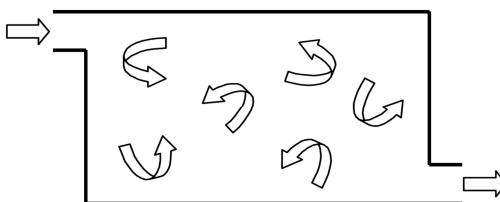


Fig. 6. Patrón de mezcla perfecta.

- Flujo cortocircuito (Fig. 7): se caracteriza por la presencia de zonas de recirculación o estancamiento del aire dentro del recinto. En este caso la

edad media del aire es mayor que en el caso de la mezcla perfecta y esto implica que $\varepsilon_a < 0,5$.

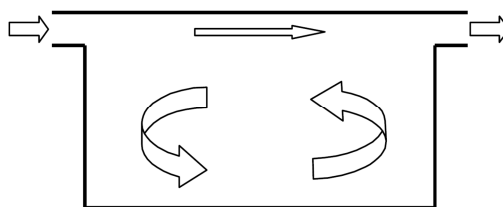


Fig. 7. Patrón de flujo en corto circuito.

3.4 Eficiencia de eliminación del contaminante

El índice de eficiencia de renovación del aire visto anteriormente no tiene en cuenta ni la naturaleza del contaminante, ni la posición de la fuente emisora. Considera que el aire se contamina por igual en todo el recinto.

La posición de la fuente emisora de contaminante respecto del patrón de flujo influye directamente en la capacidad que tiene el flujo de ventilación de extraer el contaminante. La Fig. 8 esquematiza la importancia de la posición de la fuente de contaminante representada por una nube. En un recinto con un patrón de flujo marcado por las flechas se pueden distinguir tres zonas diferenciadas: una zona central en corto circuito y dos zonas en los laterales en recirculación. La eficiencia de renovación de aire es la misma, porque el patrón de flujo es el mismo. Sin embargo, la eficiencia con la que la ventilación elimina ese contaminante será diferente. En la Fig. 8 (A) la fuente de emisión de contaminante se encuentra en una zona bien ventilada, en el caso (b) la fuente de emisión de contaminante se encuentra en una zona en recirculación.

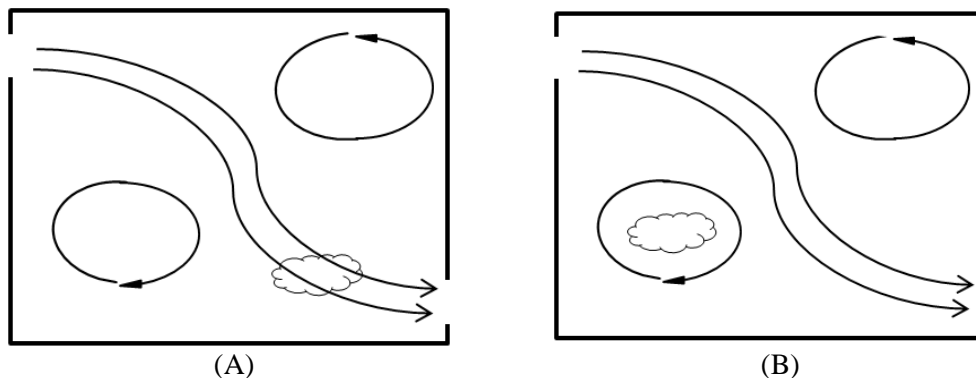


Fig. 8. Influencia de la posición de la emisión de contaminante respecto del patrón de flujo.

Es necesario definir otro índice que cuantifique la eficiencia de la ventilación teniendo en cuenta la posición de las fuentes de contaminante. Este índice se llama eficiencia de eliminación del contaminante y se denota por ε_c y se expresa como:

$$\varepsilon_c = \frac{C_e - C_\infty}{C - C_\infty} \quad (3.7)$$

donde C_e es la concentración de contaminante en el flujo de aire de salida, C_∞ es la concentración de contaminante en el aire que entra en el recinto y \bar{C} es la concentración media en el interior del recinto. Si se considera que el aire que entra en el recinto está libre de contaminante entonces la expresión (3.7) queda:

$$\varepsilon_c = \frac{C_e}{C} \quad (3.8)$$

Se analizan los términos que aparecen en la expresión (3.8) suponiendo que se ha alcanzado el régimen estacionario:

- La concentración de contaminante en la salida es el cociente entre la producción de contaminante en el recinto (se denota como \dot{m}) y el caudal de entrada a la habitación Q :

$$C_e = \frac{\dot{m}}{Q} \quad (3.9)$$

- La concentración media en la habitación viene dada por la integral de volumen en el recinto (Roos 1999):

$$\bar{C} = \frac{1}{V} \iiint_V \dot{\mu}(r) \cdot \bar{e}(r) d^3r \quad (3.10)$$

En la integral aparecen dos términos que requieren ser explicados:

- $\dot{\mu}(r)$ es la densidad de emisión del contaminante en el régimen estacionario en el recinto en un punto r por unidad de tiempo. Representa la distribución de las fuentes de emisión de contaminante dentro del recinto. Se llama densidad de emisión porque integrando $\dot{\mu}(r)$ en el volumen del recinto se obtiene el gasto másico de contaminante total emitido \dot{m} :

$$\dot{m} = \iiint_V \dot{\mu}(r) \cdot d^3r \quad (3.11)$$

- $\bar{e}(r)$ es el promedio de la expectativa de vida en un punto del campo fluido r . La expectativa de vida es el tiempo que le queda a una partícula de contaminante dentro del recinto. Es función del patrón de flujo de aire. La expectativa de vida del contaminante es calculada a partir de una ecuación de transporte similar a la correspondiente para la edad media del aire (3.4):

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho e u_i - \Gamma_e \frac{\partial e}{\partial x_i} \right) = -\rho \quad (3.12)$$

Introduciendo las ecuaciones (3.9) y (3.10) en (3.8) se obtiene:

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{m} \cdot \tau_i}{\iiint_V \dot{\mu}(r) \cdot \bar{e}(r) d^3r} \quad (3.13)$$

La ecuación (3.13) muestra como la eficiencia de eliminación del contaminante depende del campo fluido a través de τ_i y de $\bar{e}(r)$; y de la distribución de las fuentes de contaminante $\dot{\mu}(r)$. La concentración de contaminante en la sala es muy sensible a la localización de las fuentes emisoras (Chow et al. 2003).

De igual manera que para la eficiencia de renovación de aire, es útil definir una eficiencia de eliminación del contaminante local para una zona concreta dentro del recinto:

$$\varepsilon_c^p = \frac{C_e}{C_p} \quad (3.14)$$

donde C_p es la concentración de contaminante en un punto del recinto.

La eficiencia de eliminación del contaminante aporta un aspecto diferente frente a la eficiencia de renovación de aire: la importancia de la distribución de las fuentes de contaminante frente al campo fluido. Este índice es más útil, más representativo, para la caracterización de la ventilación de habitaciones de aislados infecciosos que sólo el número de renovaciones hora o la eficiencia de renovación del aire (Phillips et al. 2004a).

3.5 Riesgo de infección

En el contexto de este trabajo se define el riesgo de infección como la probabilidad de que una persona que se encuentra en un recinto contraiga una infección al inhalar una determinada cantidad de contaminante. Esta probabilidad es función de la cantidad de contaminante inhalado, que a su vez es función del tiempo que permanece la persona dentro del recinto, de la concentración de contaminante en el interior del recinto y del caudal de ventilación pulmonar.

Se abre un interrogante: ¿qué cantidad o dosis de contaminante es necesario para causar infección? La dosis de contaminante requerida para causar

infección depende principalmente de la susceptibilidad de la persona que recibe el contaminante y del tipo de contaminante (Tang et al. 2006a). Wells introdujo una unidad ficticia de dosis de infección que llamó quanta de infección. Un quanta de infección se define como la cantidad de contaminante, o número de agentes patógenos, que hay que inhalar para tener una probabilidad del 63% de contraer una infección (Wells 1955). Esta unidad permite hacer el estudio independiente del tipo de infección.

La probabilidad de infección se calcula mediante dos modelos principalmente: el modelo Wells-Riley y el modelo de respuesta a una dosis. El modelo Wells-Riley utiliza el concepto de quanta de infección para determinar el riesgo de infección (Riley et al. 1978). En los modelos de respuesta a una dosis, es necesario conocer el número de agentes patógenos que son necesarios inhalar para contraer una infección. Una comparativa entre los modelos se puede leer en (Sze To et al. 2010).

Riley propuso la ecuación Wells-Riley para predecir el riesgo o probabilidad de infección (P_I):

$$P_I = \frac{C}{S} = \left(1 - e^{-\frac{Iqpt}{Q}} \right) \quad (3.15)$$

donde C es el número de personas infectadas y S el número de personas susceptibles. I es el número de fuentes emisoras de contaminante y q el número de quanta emitidos por cada fuente; mientras que p es el caudal de ventilación pulmonar (alrededor de $6 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$) y t es el tiempo de exposición. Como Q es el caudal de renovación de aire de la habitación, $\frac{Iqpt}{Q}$ representa el grado de exposición a la infección, es decir, la cantidad de cuantas inhalados considerando mezcla perfecta en el recinto.

La ecuación de Wells-Riley está basada en la distribución de probabilidad de Poisson. La probabilidad de infección en un tiempo determinado se calcula

$$f(r) = \frac{e^{-m} m^r}{r!} \quad (3.16)$$

donde m es el número esperado de infecciones en un periodo y r es el número de infecciones por periodo. Si se escoge un periodo de tiempo suficientemente corto se puede considerar que el número de infecciones esperado sea 1. Según esta distribución la probabilidad de escapar sin infección ($r=0$) sería e^{-1} . Por tanto las probabilidades de infectarse serán $1 - e^{-1} \approx 63\%$. Esto es adecuado para la mayoría de las infecciones aerotransportadas (Noakes et al. 2008).

La ecuación de Wells-Riley (3.15) utilizada para evaluar el riesgo de infección tiene limitaciones. Por un lado, se considera que la concentración de contaminante es homogénea en todo el recinto. Es decir, se considera que en todo el recinto existe la misma probabilidad de infectarse. Es lógico pensar que en la realidad no es así, porque dependiendo de la posición relativa de la persona, de la fuente de contaminante y del patrón de flujo, la probabilidad cambia.

Para solventar esta primera de limitación se propone una nueva ecuación para simulaciones numéricas (Qian et al. 2009). Se supone el caso de que una persona susceptible de ser infectada permanece en una zona donde la concentración de contaminante es C , la probabilidad de ser infectada será:

$$P_I(\bar{r}) = 1 - e^{-Cpt} \quad (3.17)$$

donde p es el caudal de ventilación pulmonar y t el tiempo de exposición. Cpt representa el grado de exposición en unidades de quanta. En este caso se ha escrito $P_I(\bar{r})$ porque ahora depende de la posición dentro del recinto y por tanto representa una probabilidad de infección local. Si el sujeto susceptible se mueve por n zonas diferentes con diferentes concentraciones C_i entonces la probabilidad de infección toma la siguiente expresión:

$$P_I = 1 - e^{-\sum_{i=1}^n pC_i t_i} \quad (3.18)$$

Qian (Qian et al. 2009) comprueba que esta expresión ajusta mejor los resultados experimentales que la expresión original de Riley.

La concentración de contaminante en el aire puede disminuir por que el agente patógeno deje de ser viable, pierda su potencial infeccioso con el tiempo, o porque se deposite sobre una superficie. En el cálculo de la concentración de contaminante para medir la probabilidad de infección se ha tenido en cuenta la viabilidad de los agentes patógenos, y la deposición sobre las superficies del recinto. Estos condicionantes se implementan en el modelo numérico CFD que calcula una nueva concentración en función de la edad del contaminante y de la deposición.

La probabilidad de infección se utiliza en el análisis de la ventilación de habitaciones de aislados infecciosos para evaluar el riesgo de infección global y en diferentes puntos de control dentro de la habitación.

3.6 Deposición sobre las superficies críticas

En los quirófanos, a pesar de los tratamientos profilácticos y antibióticos antes y después de la operación, las infecciones de la herida quirúrgica continúan siendo una de las mayores causas de mortalidad (Mangram et al. 1999). La infección se puede contraer por la deposición de un agente patógeno sobre el espacio quirúrgico o entrando en contacto con una superficie sobre la que se haya depositado el agente patógeno previamente. A la hora de evaluar el riesgo de infección por deposición, cuánto más contaminante se deposite sobre una superficie que puede causar infección, mayor es el riesgo de infectarse.

La deposición de contaminante sobre el espacio quirúrgico está directamente relacionada con la cantidad de contaminante que hay en el aire del entorno próximo a la zona expuesta. Por este motivo, la posible deposición de contaminante sobre la superficie en ocasiones se ha estimado a partir de la concentración local de contaminante en las zonas adyacentes a la superficie. En este trabajo, se calcula el flujo neto de contaminante depositado sobre el espacio

quirúrgico y sobre la mesa de instrumental y su cálculo es abordado en el capítulo de modelo numérico.

CAPÍTULO 4

MODELO NUMÉRICO

4.1 Introducción

El movimiento de aire dentro de un recinto cerrado es, en la mayoría de las situaciones reales, complejo y difícil de caracterizar detalladamente. El uso de los métodos numéricos CFD (*Computational Fluid Dynamics*) permite predecir el comportamiento del campo fluido. Uno de los primeros trabajos en este sentido se atribuye a Nielsen, que introdujo la resolución por métodos numéricos del flujo de aire en espacios cerrados (Nielsen 1976), siendo ampliamente utilizado desde entonces.

En el caso de quirófanos los métodos CFD ya han sido utilizados por otros autores, principalmente para comparar la eficacia de diferentes configuraciones de ventilación así como para determinar la influencia de diversos parámetros en el campo fluido (Al-Waked 2010, Hartung et al. 1998, Kameel et al. 2003).

En el caso de las habitaciones de aislados infecciosos los estudios numéricos se centran en obtener un patrón de flujo de aire óptimo en la habitación. Los parámetros que suelen tenerse en cuenta son el ACH (número de renovaciones hora del aire interior) (Phillips et al. 2004a), la sobrepresión sobre las salas colindantes (Cheong et al. 2006) y posición de difusores y salidas de aire (Kao et al. 2006).

A lo largo de este capítulo se describe el modelo físico de los dos recintos estudiados en este trabajo, quirófanos y habitaciones de aislados infecciosos. Se entiende por modelo físico la geometría del recinto y la posición de los diversos elementos en su interior incluidos impulsiones y extracciones de aire. Además, se justifica la elección de las ecuaciones y los modelos numéricos, las ecuaciones promediadas de Reynolds, el modelo de turbulencia, la función de pared, el modelo de radiación y los modelos necesarios para calcular la evolución del contaminante en el interior del recinto.

Para cerrar el modelo numérico, es necesario construir una malla e imponer unas condiciones de contorno. En este trabajo la generación del mallado y

condiciones de contorno en los quirófanos y en las habitaciones de aislados infecciosos se tratan por separado.

4.2 Descripción de las geometrías

Se tratan dos tipos de geometría en este trabajo. Son la geometría de un quirófano y la geometría de una habitación de aislados infecciosos. Para cada una, se prueban diferentes configuraciones de salidas y difusores de aire para evaluar diferentes posibilidades de ventilación.

4.2.1 Geometría del quirófano

Dentro del quirófano se distinguen dos estrategias de ventilación, por tanto, se habla de dos configuraciones diferentes, una de flujo unidireccional o laminar y otra de flujo de mezcla o turbulento. La disposición del mobiliario del quirófano, del personal y de las extracciones de aire son las mismas en ambas configuraciones pero las impulsiones de aire cambian.

De acuerdo con las medidas realizadas en quirófanos reales y la normativa (ASHRAE 2003) se considera un recinto con unas dimensiones en planta de $6.8\text{ m} \times 6.6\text{ m}$, con una altura de 2.8 m , para un volumen total de 125 m^3 . En la Fig. 9 y en la Fig. 10 se observa la disposición que podría haber en una operación tipo. En el centro de la habitación se sitúa una camilla de $2\text{ m} \times 0.5\text{ m}$, a los lados de la camilla se sitúan tres personas de pie y detrás de ellas se colocan dos mesillas auxiliares. Además, en la cabecera de la camilla se sitúan una persona sentada y una mesa auxiliar. Sobre el tercio superior de la camilla se colocan dos lámparas semiesféricas.

En el techo del quirófano de flujo de mezcla (Fig. 9) se colocan 4 difusores rotacionales (Fig. 12 c), dispuestos de forma que sus centros forman un rectángulo de $2.4\text{ m} \times 3.4\text{ m}$ centrado en el techo. Cada difusor consta de 24 ranuras rectangulares de $2.8\text{ cm} \times 15.2\text{ cm}$, que permiten la salida de aire con un ángulo de 45° respecto del techo. La superficie total de salida del aire es de

0,4086 m². Estos difusores se tratan en detalle en el capítulo de validación del difusor rotacional (Capítulo 6).

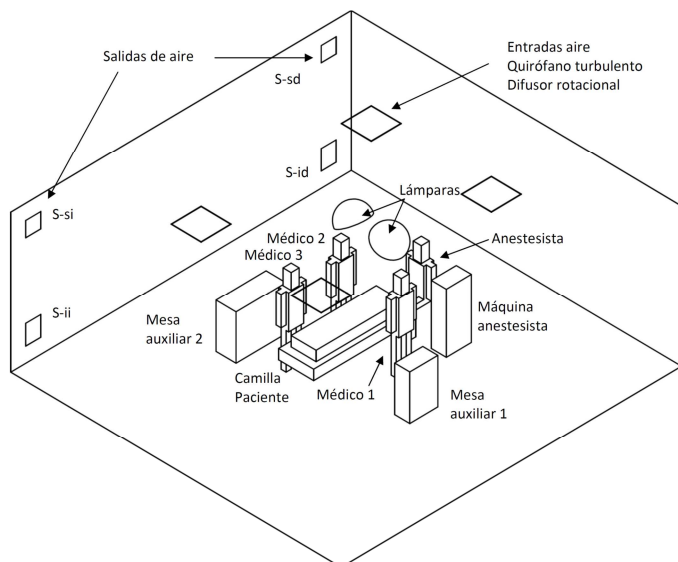


Fig. 9. Modelo físico quirófano de mezcla.

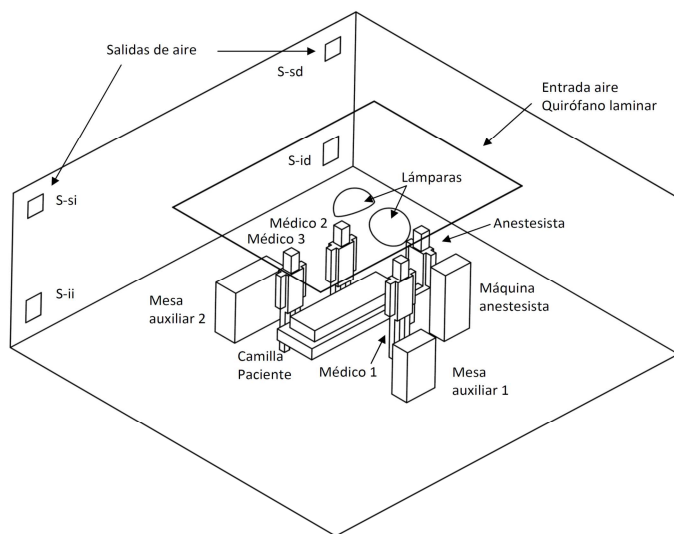


Fig. 10. Modelo físico quirófano unidireccional.

En el quirófano unidireccional (Fig. 10) el difusor de aire está centrado en el techo de la habitación y tiene unas dimensiones de 12 m^2 ($3 \text{ m} \times 4 \text{ m}$). El flujo de aire se impulsa de forma uniforme en toda la extensión del difusor.

Las salidas de aire (extracciones) presentan la misma disposición en ambos quirófanos. Hay 8 salidas rectangulares, cuatro en la parte inferior de dimensiones $0.3 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$ y cuatro en la superior de $0.3 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$. En las imágenes se observan 4 de ellas, las 4 restantes se encuentran en la pared enfrentada, que se ha suprimido de la figura para mejorar la visibilidad.

4.2.2 Geometría de la habitación de aislados infecciosos

La habitación de aislados infecciosos (Fig. 11) se compone de una sala de $4 \text{ m} \times 3.5 \text{ m}$ de planta y 2.5 m de altura, con un volumen total de 33.5 m^3 . Dentro de la habitación hay una cama donde se sitúa el paciente y dos mesillas auxiliares. La habitación tiene dos salas anexas, baño y antesala de entrada (Fig. 4) cuya influencia se modela mediante las dos holguras que quedarían debajo de las puertas cuando están cerradas.

En el modelo de la habitación se delimitan 9 superficies en el techo y 4 más en la pared de la cabecera de la cama (Fig. 11). Estas superficies pueden activarse como entradas de aire a la habitación (impulsiones), salidas de aire (extracciones) o paredes, dando así lugar a diferentes configuraciones de ventilación. Estas superficies se denotan con la letra D en la figura.

Se consideran también varios tipos de difusor. El difusor con rejilla cuadrada, de dimensiones $0.6 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$, que genera un flujo uniforme y normal al difusor (Fig. 12a). Un difusor cuadrado de 4 vías de $0.4 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$, que impulsa el aire en cuatro direcciones con un ángulo de 60° respecto la normal (Fig. 12 b). Y el mismo difusor rotacional (Fig. 12 c) utilizando en el quirófano de mezcla.

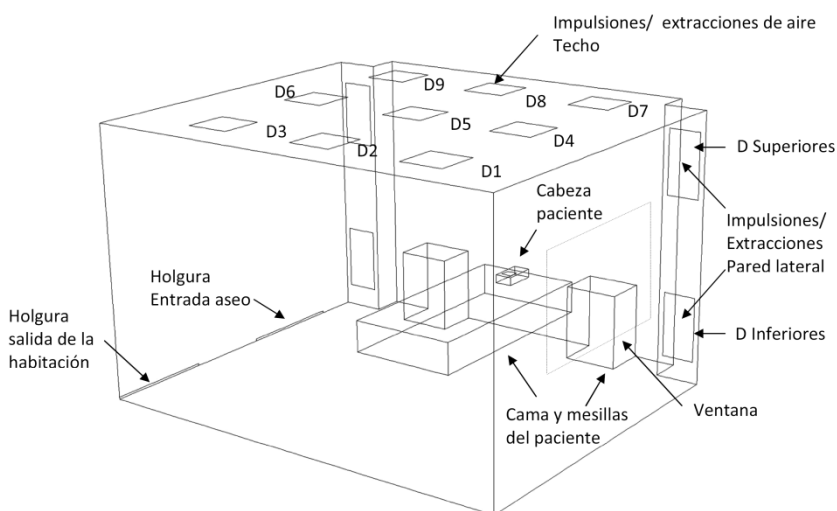


Fig. 11. Modelo físico habitación de aislados infecciosos.



Fig. 12. Diferentes tipos de difusor: (a) rejilla, (b) cuadrado, (c) rotacional.

4.3 Ecuaciones de gobierno

El análisis de los flujos interiores es de gran complejidad debido a las interacciones entre las recirculaciones del flujo, los objetos presentes en los recintos, los efectos de flotabilidad y turbulencia. Para su resolución los métodos de predicción se han inclinado por los métodos numéricos basados en la solución con volúmenes finitos de las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas (*Reynolds Averaged Navier Stokes RANS*) (Li et al. 1993).

Para el desarrollo de este trabajo se ha utilizado el software de CFD de propósito general Ansys Fluent® (Versión: 12.1.4 2009 ANSYS Inc.). El código Fluent está basado en el método de los volúmenes finitos centrado en las celdas.

Este método parte del hecho de que las ecuaciones de gobierno son de naturaleza conservativa y por tanto se pueden resolver para cada uno de los volúmenes de control que componen el dominio computacional. De los métodos que proporciona el software para la resolución de ecuaciones, se ha elegido para esta tesis el *Pressure Based*. Este método toma como variables principales la cantidad de movimiento y la presión. Se ha optado por la resolución segregada (PBS) porque requiere menor capacidad de cálculo, aunque la convergencia sea algo peor.

Fluent almacena la información de cada variable en el centroide de la celda correspondiente. Pero para aplicar las ecuaciones discretizadas es necesario conocer el valor de dichas variables en las superficies de las celdas. Fluent proporciona varias posibilidades para la interpolación, se ha optado por el método *second order upwind* para los términos convectivos, porque era el método que obtenía los menores residuales. Para la interpolación de la presión en las caras de las celdas Fluent plantea otros esquemas de interpolación diferentes, en este trabajo se ha utilizado un esquema de segundo orden.

Los campos de velocidad, presión y energía se obtienen al resolver las ecuaciones de flujo. Se utiliza un esquema de acoplamiento entre la velocidad y la presión denominado método SIMPLE, utilizado en la bibliografía con buenos resultados (Chow et al. 2003, Nilsson et al. 2003, Zhai et al. 2007).

4.3.1 Ecuaciones promediadas

El movimiento turbulento en un flujo es una condición en la cual las propiedades muestran una variación aleatoria con el espacio y el tiempo, pero en el que se pueden determinar unos valores medios estadísticos (Hinze 1972, Anderson et al. 1984).

Fluent utiliza en los casos que hay variaciones de densidad el promedio de Favre (Favre 1965), o promedio en masa. En este trabajo, se utiliza el promedio de Favre debido a que existen diferencias de densidad entre un punto y otro del

campo fluido. Una propiedad como la componente de la velocidad en la dirección i (u_i) se puede descomponer:

$$u_i = \tilde{u}_i + u_i'' \quad (4.1)$$

donde \tilde{u}_i es la media promediada en masa y u_i'' es una componente fluctuante. La componente media de la velocidad en la dirección i (u_i) se define como:

$$\tilde{u}_i = \frac{\overline{\rho u_i}}{\bar{\rho}} \quad (4.2)$$

donde $\overline{\rho u_i}$ es la media temporal de la cantidad de movimiento en una dirección i y $\bar{\rho}$ es la densidad media del aire.

Introduciendo esta descomposición en las ecuaciones de Navier-Stokes e integrando en el tiempo característico de la turbulencia, en el cual la media de la variable fluctuante es nula, se obtienen las ecuaciones promediadas que serán utilizadas en este trabajo:

Continuidad:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.3)$$

Conservación de cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_m} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i'' u_j''}) \quad (4.4)$$

donde aparece el término del tensor de esfuerzos de Reynolds $-\overline{\rho u_i'' u_j''}$.

Ecuación de la energía:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{e})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\rho} \tilde{u}_j \left(\tilde{e} + \frac{\tilde{p}}{\bar{\rho}} \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[K \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \tilde{u}_j (\overline{\tau_{ij}} - \overline{\rho u_i'' u_j''}) - \overline{\rho e'' u_j''} \right] \quad (4.5)$$

4.3.2 Modelo de turbulencia

Las ecuaciones promediadas de Navier-Stokes presentan nuevas incógnitas como el tensor de esfuerzo de Reynolds. Es necesario realizar ciertas hipótesis que permitan cerrar las ecuaciones. Estas hipótesis son los modelos de turbulencia.

Dentro de las posibilidades que ofrece Fluent se ha elegido el modelo k- ϵ RNG (*Re-normalization Group*) (Yakhot et al. 1986) por haber sido ampliamente utilizado en este tipo de problemas en la bibliografía con buenos resultados (Liu et al. 2009, Craven et al. 2006, Wang et al. 2010, Gao et al. 2004, Kilic et al. 2008, Yousaf et al. 2011). El modelo ha sido contrastado con otros modelos (Zhai et al. 2007, Launder et al. 1974) y frente a resultados experimentales con buenos resultados y un coste computacional aceptable.

Las ecuaciones de transporte para k y ϵ son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \tilde{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon \tilde{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (4.7)$$

En estas ecuaciones G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad:

$$G_k = -\overline{\rho u_i'' u_j''} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \quad (4.8)$$

G_b es la generación de energía cinética debido a los efectos de flotabilidad:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4.9)$$

donde β es el coeficiente de expansión térmica y Pr_t es el número de Prandtl turbulento que para el caso del modelo k- ϵ RNG y altos números de Reynolds:

$$Pr_t \approx \frac{1}{1.393} \quad (4.10)$$

Y_M representa la contribución de la fluctuación de la dilatación en flujos turbulentos compresibles al total de la disipación. En los casos de estudio este término será nulo pues no hay efectos de compresibilidad.

Los parámetros α_k y α_ϵ son los inversos del Prandtl efectivo para k y ϵ respectivamente y para altos números de Reynolds son iguales.

Por último S_k y S_ϵ son términos fuente que pueden ser incluidos por el usuario.

4.3.3 Función de pared

Los flujos turbulentos están afectados por la presencia de las paredes. La condición de no deslizamiento en la pared afecta al campo de velocidad medio. La turbulencia también cambia por la presencia de la pared de manera compleja: la viscosidad reduce las fluctuaciones de la velocidad tangencial, mientras que la reducción en velocidad también disminuye las fluctuaciones de la componente normal. Según se aleja de la pared, la turbulencia aumenta rápidamente por la producción de energía cinética turbulenta debido a la rápida variación de la velocidad media (Ansys 2008).

Dependiendo del modelo de turbulencia elegido, Fluent dispone de cuatro opciones diferentes para el tratamiento del campo fluido en las proximidades de la pared: *Standard Wall Functions*, *Non-equilibrium Wall Functions*, *Enhanced Wall Treatment*, o la posibilidad de definir una función por el usuario.

En las simulaciones donde el flujo de calor en las paredes es importante Fluent recomienda el uso del *Enhanced Wall Treatment (EWT)*. La capa límite es resuelta de manera más precisa. Sin embargo, este modelo requiere una malla muy

fina en la zona cerca de la pared, de manera que la primera celda esté dentro de la subcapa límite laminar, $y^+ \leq 5$.

Para los casos en que $30 \leq y^+ \leq 300$ Fluent recomienda el uso de la *Standard Wall Functions* (SWF). Este modelo funciona suficientemente bien en un amplio rango de flujos (Ansys 2008).

Las mallas que se construyen tanto para quirófanos como para habitaciones de aislados tienen unos valores del parámetro y^+ entre 30 y 90, por lo que siguiendo las recomendaciones de Fluent se toma la función de pared estándar (SWF).

Los resultados para ambos métodos SWF y EWT son prácticamente iguales, reduciéndose ligeramente la transmisión de calor en la capa límite con el modelo SWF, pero sin afectar al resultado del flujo principal.

4.3.4 Modelo de radiación

Fluent proporciona cinco modelos diferentes que permiten incluir la radiación en las transferencias de energía: *Discrete Transfer Radiation Model* (DTRM), *P-1 Radiation Model*, *Roseland Radiation Model*, *Surface-to-surface Radiation Model* (S2S), *Discrete Ordinates Radiation Model* (DO). En este trabajo se elige el método S2S que se utiliza para casos similares con buen resultado en la bibliografía (Gao et al. 2004, Sørensen et al. 2003).

El modelo S2S puede usarse para el intercambio por radiación en una zona cerrada y considera los cuerpos involucrados como cuerpos grises, con la emisividad y la absorptividad independientes de la longitud de onda de la radiación. El intercambio entre dos cuerpos depende de sus tamaños, separación y orientación relativa. Todos estos parámetros están englobados dentro de una función geométrica llamada *View factor* (Ansys 2008).

El flujo de energía que sale de una superficie es la suma de la energía que refleja y de la que emite el propio cuerpo. La energía reflejada depende de la

energía incidente de los alrededores, que puede expresarse en función de los flujos de energía que dejan las otras superficies, y de la naturaleza de la propia superficie. La energía emitida por la superficie k es:

$$q_{salida,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{salida,j} \quad (4.11)$$

siendo ε_k la emisividad de la superficie k , σ la constante de Boltzmann, F_{kj} es el factor de vista que contiene la información de la fracción de energía emitida por la superficie j que incide sobre la superficie k .

4.3.5 Modelo de evolución de partículas en el aire

Los agentes patógenos susceptibles de causar infección viajan en vehículos de transmisión (capítulo 2). En este capítulo los vehículos de transmisión en el aire se denominarán, de forma general, partículas.

En la bibliografía el cálculo del movimiento de las partículas se puede afrontar desde dos puntos de vista diferentes. Un enfoque lagrangiano, en el que se consideran las partículas como una fase discreta y se calcula la trayectoria individual de cada partícula y un enfoque euleriano en el que se consideran las partículas como un medio continuo y se calcula su evolución mediante una ecuación de conservación.

Zhao (Zhao et al. 2004) compara los modelos eulerianos, *mixture method* y *drift-flux*, y el modelo lagrangiano *Discrete Random Walk* para el cálculo del movimiento de las partículas. Concluye que los dos últimos modelos representan una buena aproximación de los datos experimentales. De estas posibilidades, en este trabajo se ha elegido el modelo euleriano *drift-flux* por su mayor simplicidad.

4.3.5.1 Modelo *Drift-flux*

Las principales hipótesis consideradas en este modelo para el cálculo del movimiento del aerosol en el aire son:

- Las partículas causantes de la mayoría de enfermedades y problemas asociados con la calidad del aire interior (Holmberg et al. 1998) están dentro rango de diámetros aerodinámicos 0.5 – 6 μm .
- El efecto de las partículas sobre la turbulencia del aire es despreciable (Tang et al. 2006a), debido a las bajas velocidades relativas y a la pequeña concentración en la que se encuentran. La fracción volumétrica de partículas para que éstas tengan influencia sobre la turbulencia es 10^{-6} (Elghobashi 1994). Teniendo en cuenta que en un edificio de viviendas o comercial, la fracción volumétrica habitual de partículas es de alrededor de 10^{-10} , se puede decir que la concentración está lejos de este umbral.
- La coalescencia de partículas, para el tamaño considerado, tiene un tiempo característico mucho mayor que el de la simulación (Hinds 1982).
- Todas las partículas se consideran esféricas para facilitar el cálculo de las fuerzas aerodinámicas sobre ellas.
- Las fuerzas debidas al gradiente de presión, fuerzas debidas al movimiento no estacionario, fuerzas brownianas y sustentación Saffman se consideran despreciables (Zhao et al. 2004).
- Las partículas se encuentran en una concentración suficiente para que pueda calcularse una media estadística en cada volumen computacional. El tamaño está limitado por la escala de Kolmogorov.

La concentración de partículas y su tamaño permiten tratarlas como medio continuo (Holmberg et al. 1998).

4.3.5.2 Velocidad terminal

El modelo *drift-flux* integra el efecto de la gravedad en las partículas en la ecuación de concentración (4.12):

$$\frac{\partial(\rho C)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho C (\vec{v} + \vec{v}_s)) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{Sc_t} \nabla C \right) + S_c \quad (4.12)$$

donde C es la concentración, ρ la densidad del aire, \vec{v}_s es la velocidad relativa de las partículas respecto del aire, μ_{eff} es la suma de la viscosidad efectiva y turbulenta, Sc_t es el número de Schmitd turbulento; S_c es un término fuente que refleja la creación o desaparición de contaminante.

En la ecuación (4.12) se introduce el término $\nabla \cdot (\rho C \vec{v}_s)$ debido a la velocidad relativa de la partícula respecto del aire que se llama velocidad terminal. Esta velocidad terminal aparece debido a una diferencia entre las densidades de las partículas y del aire. Ésta se calcula igualando las fuerzas gravitatorias con la resistencia aerodinámica (Seinfeld 1985):

$$\vec{v}_s = \sqrt{\frac{4gd_p(\rho_p - \rho_a)}{3C_D\rho_a}} \frac{\vec{g}}{|\vec{g}|} \quad (4.13)$$

Donde \vec{g} es la aceleración de la gravedad, d_p el diámetro de la partícula, ρ_p la densidad de la partícula, que se considera igual a la densidad del agua (998 kg/m^3) y C_D es el coeficiente de resistencia que es función del número de Reynolds de la partícula:

$$Re_p = \frac{\rho_p d_p |v_s|}{\mu} \quad (4.14)$$

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_p} \left(1 + \frac{3}{16} Re_p \right), & \text{si } Re_p < 1 & \text{(Ecuación Stokes-Oseen)} \\ \frac{24}{Re_p} \left(1 + 0.14 Re_p^{0.7} \right), & \text{si } 0.1 < Re_p \leq 10^3 & \\ 0.44 & \text{si } 10^3 \leq Re_p \leq 3.5 \cdot 10^5 & \text{(Régimen de Newton)} \end{cases} \quad (4.15)$$

En estas ecuaciones aparece el diámetro de la partícula. En este trabajo se consideran partículas monodispersas con un diámetro de 5 μm (Liu et al. 2009), que se suponen representativas de una emisión de partículas desde la boca de una persona en un caso de tuberculosis (Cole et al. 1998).

4.3.5.3 Supervivencia del partículas

Las partículas se consideran contaminantes mientras tengan potencial infeccioso. Conociendo la edad de la partícula² se corrige la concentración para obtener la concentración de partículas activa:

$$C(\tau_p) = C_0 e^{-\lambda \tau_p} \quad (4.16)$$

La concentración final calculada depende de: la concentración inicial C_0 , de la edad de la partícula τ_p y de un coeficiente λ que representa la viabilidad de la partícula en su microentorno. Este coeficiente depende del tipo de patógeno, de su edad y de las condiciones microambientales de temperatura y humedad. Como ejemplo el parámetro λ para la bacteria E. Coli tiene la siguiente expresión en función de las variables que se han enumerado (Lighthart et al. 1989):

$$\log(\lambda) = -0.22844 - 0.901407 \cdot \log(\tau_p) + 0.00997 \cdot T - 0.0056 \cdot RH \quad (4.17)$$

tomando las unidades siguientes: τ_p en minutos, T en $^{\circ}\text{C}$ y RH el porcentaje de la humedad relativa. Sin embargo, en este trabajo se considera una λ constante.

La edad del contaminante $\bar{\tau}_p$ es un escalar en el campo fluido, que atiende a la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho \tau_p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \tau_p v_{pi} - \Gamma_{\tau_p} \frac{\partial \tau_p}{\partial x_i} \right) = \rho \quad (4.18)$$

² La edad de la partícula es el tiempo que ha transcurrido desde que la partícula es liberada en el recinto.

donde Γ_{τ_p} es la difusión del escalar τ_p y la ρ del segundo miembro es el término fuente de la ecuación (Ghirelli et al. 2004). (4.19)

4.4 Generación del mallado

El dominio computacional para quirófanos y para habitaciones de aislados infecciosos, y por tanto la malla, cambia de un caso a otro; si bien el procedimiento de mallado es análogo. En ambos casos para facilitar la construcción de la malla se divide el dominio en bloques. Se describen los procesos seguidos para mallar la geometría del quirófano y la geometría de las habitaciones de aislados infecciosos.

4.4.1 Proceso de mallado del quirófano

La geometría del quirófano se crea con el software de ANSYS Gambit (versión 2.4.6).

El procedimiento seguido para la creación del mallado del modelo de quirófano fue el siguiente:

- Creación de la geometría con el software Gambit. Se deja el hueco en el que luego se incluyen las lámparas. En el caso del quirófano de mezcla también se deja el hueco donde después se incluyen los difusores. En la Fig. 13 se observa la geometría del quirófano unidireccional, se observa el hueco dónde se incluyen las lámparas posteriormente.

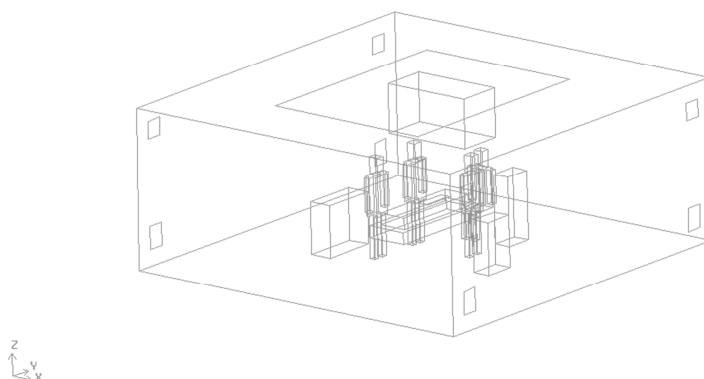


Fig. 13. Geometría quirófano unidireccional.

- Mallado de la geometría a excepción de las lámparas y difusores (en el caso del quirófano de mezcla).
- Se incluyen las lámparas y los difusores (en el caso del quirófano de mezcla) en el modelo (Fig. 14). Estos bloques han sido creados y mallados por separado e incluidos después en el modelo.

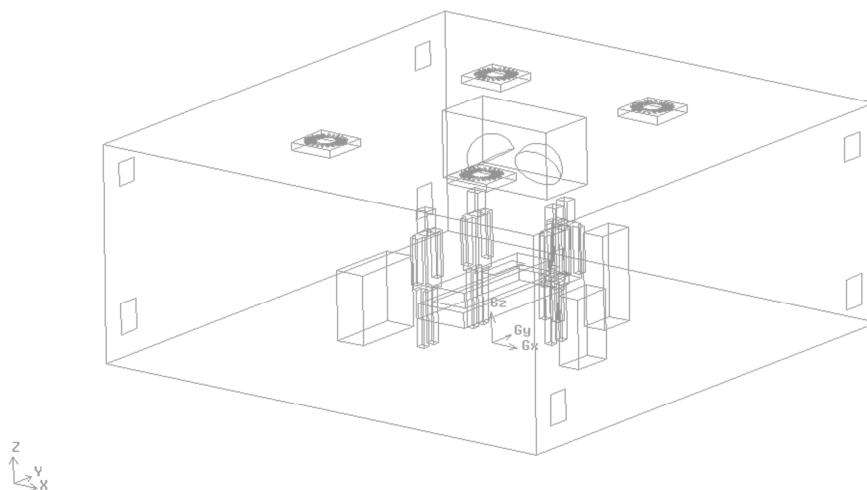


Fig. 14. Geometría completa quirófano de mezcla.

- La Fig. 15 muestra en un plano medio la malla en el quirófano de mezcla. Se malla con mayor densidad la zona central y la zona cercana al techo. En la zona central interesa la interacción con las personas. Mientras que en la zona cercana al techo es interesante para representar con mayor detalle el efecto del chorro de pared. Se observa también, la malla en la zona de las lámparas que es no estructurada para poder adaptarse a la geometría de las lámparas.

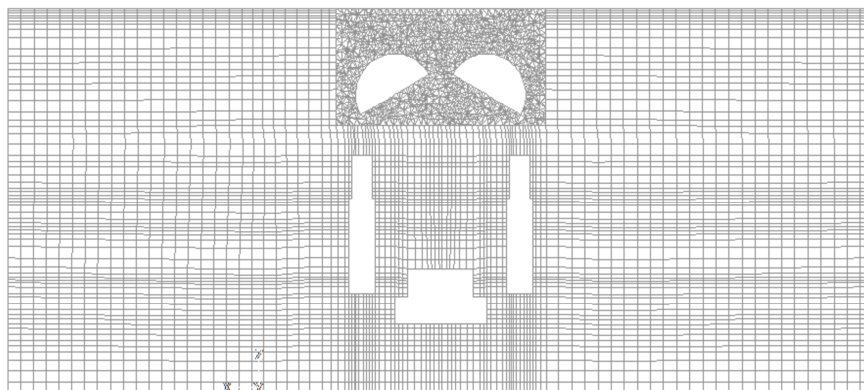


Fig. 15. Malla quirófano de mezcla plano $y = 0.5$ m.

- Los bloques que han sido agregados por separado tienen mallas no conformes. Para que Fluent calcule adecuadamente la transición entre los dos bloques es necesario crear una interfaz.

La malla final obtenida es una malla semi-estructurada.

Se realiza un estudio de sensibilidad del mallado. En este caso, se estima que para una malla de alrededor de 10^6 celdas, los resultados son independientes del mallado, y por tanto, aumentar el número de celdas conlleva un aumento del tiempo de computación y necesidad de potencia de cálculo, sin mejorar apreciablemente los resultados.

4.4.2 Proceso de mallado de la habitación de aislados infecciosos

En este caso la habitación también es creada con Gambit. Se deja el hueco para los difusores para poder incluir distintos tipos de difusores de forma sencilla.

Se repasa el procedimiento para la creación de la malla:

- Se crea la geometría de la habitación en Gambit, dejando el hueco para que luego puedan ser incluidos los difusores.
- Mallado de la geometría a excepción de los difusores. Malla no estructurada. En la malla creada (Fig. 16) se observa el hueco que se deja libre para incluir el difusor. También se observa un mayor refinamiento de la malla en la zona que corresponde a la boca del paciente.

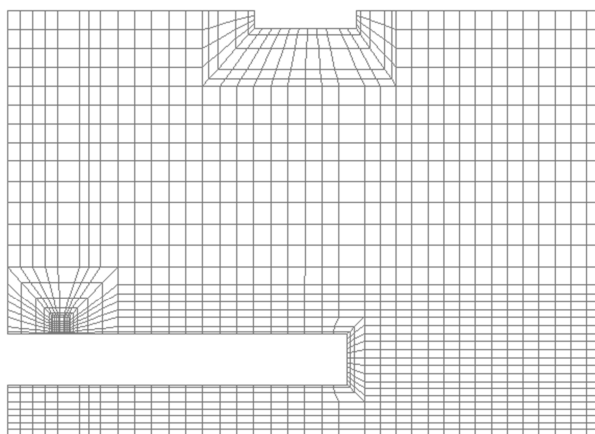


Fig. 16. Esquema en el plano medio transversal ($y = 2$ m) de la malla creada por Gambit de la habitación de aislados infecciosos.

- Se añaden los difusores en el caso que se necesiten.
- Creación de interfaz en las superficies donde haya una separación entre mallas no conformes, para que Fluent calcule adecuadamente la transición.

El estudio de sensibilidad del mallado aconseja en esta ocasión que una malla de 4×10^5 celdas es suficiente y no es necesario aumentar el número de

celdas. El número de celdas necesario es menor que en el quirófano porque la geometría es más sencilla.

4.5 Condiciones de contorno

El grado de fiabilidad de la solución y de detalle obtenido es función de la precisión con el que las condiciones de contorno reproducen la realidad: presiones, flujos de entrada, cargas térmicas, etc. (Chow et al. 2004b).

En general las condiciones de contorno son diferentes en quirófanos y habitaciones de aislados y se tratan por separado. Sólo las condiciones de contorno para el cálculo del movimiento de partículas son comunes para quirófanos y habitaciones de aislados y se exponen al final del apartado.

4.5.1 Condiciones de contorno en quirófanos

Las condiciones de contorno para los dos tipos de quirófanos solo difieren en las entradas de aire, el resto son comunes para los dos casos. En la Tabla 3 y la Tabla 4 se describen las condiciones de contorno.

Tabla 3. Condiciones de contorno cinemáticas para los quirófanos.

Superficie	Condición de contorno	Valor
Difusor unidireccional	Velocidad de entrada	0.18 m/s. Perpendicular al techo del quirófano.
Difusores rotacionales	Velocidad de entrada	3.40 m/s. 45° respecto la dirección normal.
Boca personal sanitario	Velocidad de entrada	$2.77 \cdot 10^{-3}$ m/s. Normal a la superficie
Salidas superiores	Porcentaje de flujo de salida	5 %
Salidas inferiores	Porcentaje de flujo de salida	20 %
Resto de superficies	Pared	0 m/s

El quirófano unidireccional está caracterizado por un difusor que cubre la mesa de operaciones y al personal y que impulsa un chorro de aire vertical y

uniforme con una velocidad de 0.18 m/s. La velocidad de impulsión corresponde a 62 ACH, porque el volumen de la sala de operaciones 125 m³.

En el caso del quirófano de ventilación por mezcla la entrada unidireccional se sustituye por cuatro difusores rotacionales. Cada difusor tiene 24 ranuras, que permiten la salida del aire a 45°. La condición de contorno se impone mediante una función de usuario que calculan cada componente del vector velocidad en las superficies que simulan las ranuras. El módulo de la velocidad depende lógicamente del caudal impuesto. En este caso se ha considerado un caudal equivalente a 20 ACH exigidas por la normativa repartido por igual entre los cuatro difusores (Ninomura et al. 2008). El difusor rotacional se trata en detalle en el capítulo de validación del difusor rotacional.

En las salidas de aire se impone un porcentaje del flujo que se extrae por cada una. Por cada una de las cuatro salidas inferiores se extrae un 20 %, mientras que por cada salida superiores un 5 %. En un dimensionado real se puede regular el caudal que se extrae por cada salida.

La velocidad impuesta en las caras del personal sanitario del quirófano corresponde a un flujo volumétrico de respiración de 6 l/min.

La Tabla 4 recoge las condiciones de contorno en temperaturas y flujos de calor que se han impuesto, tomando como partida la referencia (Memarzadeh et al. 2002) de la bibliografía.

Tabla 4. Condiciones de contorno para la ecuación de la energía.

Objeto	Condición Contorno	Valor	Emisividad (-)	Calor total (W)
Personal médico	Flujo de calor constante	58 W/m ²	0.9	105 W
Paciente	Flujo de calor constante	43 W/m ²	0.9	69 W
Herida	Temperatura	310 K	0.9	(dependiendo del flujo) 7 – 20 W
Lámpara 1 y 2	Flujo de calor constante	176.84 W/m ²	0.9	150 W
Máquina anestesia	Flujo de calor constante	96.62 W/m ²	0.9	200 W
Aire de entrada	Flujo de aire a temperatura constante	293 K	-	
Emisión personal quirófano	Flujo de aire a temperatura constante	308 K	-	
Resto superficies	Flujo de calor constante	0 W/m ²	0	

Se impone un flujo de calor en cada miembro del personal médico, médicos 1, 2, 3 y anestesista, correspondiente a una actividad metabólica de 1 Met (*Metabolic Equivalent Task*) (Memarzadeh et al. 2002, Craven et al. 2006), correspondiente a una actividad metabólica normal para una persona que realiza una actividad moderada. Para el paciente la actividad metabólica es menor, porque no realiza actividad y permanece tumbado.

Las formas que utiliza el cuerpo humano para el intercambio de energía con el exterior son: convección, radiación, evaporación y respiración (Craven et al. 2006). En este modelo se consideran los dos primeros tipos de transferencia de energía. No se incluye la transferencia de energía debida al calor latente³.

Las lámparas y la máquina del anestesista tienen un flujo de calor debido a su funcionamiento.

En la herida del paciente se considera una temperatura de 37 °C. En la entrada de aire del quirófano se supone que el aire entra climatizado a una temperatura de 20 °C. En las bocas del personal sanitario el aire sale del interior del cuerpo a una temperatura de 35 °C,

4.5.2 Condiciones de contorno en habitaciones de aislados

En las simulaciones de habitaciones de aislados se utilizan tres tipos diferentes de difusores, la Tabla 5 resume las condiciones de contorno que se utilizan para cada tipo. En cualquier caso el caudal total que entra en la sala corresponde a 12 ACH, es decir, 400 m³/h.

³ Energía que el cuerpo humano intercambia con el ambiente, mediante la evaporación del vapor expulsado en la respiración y por la evaporación del sudor sobre la piel.

Tabla 5. Condiciones de contorno para los diferentes tipos de difusores.

Tipo de entrada	Dirección vector velocidad.
Difusor impulsión recta	Velocidad normal al difusor.
Difusor de 4 vías	Salida por 4 lados. Vector velocidad forma 60° con la normal.
Difusor rotacional	Salida por las 24 ranuras del difusor. Vector velocidad forma 45° con la normal.

En las salidas de aire se impone una condición de contorno de presión, a diferencia de en los quirófanos, donde se fijaba el porcentaje de caudal extraído.

Las condiciones de contorno impuestas en la holgura de la puerta de entrada a la habitación y de la puerta del baño (Fig. 11), y el flujo volumétrico de emisión por parte del paciente se describen en la Tabla 6.

Tabla 6. Condiciones de contorno cinemáticas comunes a todos los casos de habitaciones de aislados.

Condición de contorno	Superficie	Valor
Presión de entrada	Holgura puerta de entrada a la habitación	0.5 Pa (sobre la presión de la habitación).
Velocidad de entrada	Cara paciente	0.01 m/s
Velocidad de salida	Holgura puerta del aseo	0.93 m/s

La puerta de entrada comunica la antesala con la habitación. La antesala se encuentra con una sobrepresión sobre la habitación para evitar que salga parte del aire contaminado de la habitación. La puerta se considera cerrada y la única influencia es el caudal que pueda entrar por la diferencia de presión en la holgura de la puerta de entrada que se fija en 0.5 Pa (Fig. 4).

El flujo volumétrico debido a la respiración del paciente se fija en 6 l/min. en una superficie de 0.01 m², esto supone una velocidad de 0.01 m/s.

En el interior del aseo hay una extracción de aire independiente con un caudal de 67 m³/h equivalente a 2 ACH de la habitación para evitar que salgan olores hacia la habitación o contaminantes aerolizados en el servicio. En las simulaciones se caracteriza con una velocidad de salida en la superficie que corresponde con la holgura de la puerta que comunica aseo y habitación.

En cuanto a las condiciones de contorno para el problema térmico, se recogen en la Tabla 7.

Tabla 7. Condiciones de contorno térmicas en la habitación de aislados infecciosos

Objeto	Condición Contorno térmica	Valor	Emisividad (-)	Calor total (W)
Ventana	Temperatura	289 K	0.9	-
Paciente	Flujo de calor constante	90 W	0.9	90 W
Cara del paciente	Temperatura	308 K	0.9	-
Aire de entrada	Temperatura	295 K	-	-
Salida de aire cara paciente	Temperatura	308 K	-	-

Se establece una condición de temperatura constante en la ventana porque se considera el ambiente exterior como una fuente térmica ideal. Sobre la camilla se establece un flujo de calor debido a la actividad metabólica del paciente, estableciéndose una actividad metabólica de 1 Met. La cara del paciente está descubierta y por tanto a la temperatura de la piel, que se puede estimar en 35°C, la misma temperatura que la del aire exhalado por el paciente. En cuanto al aire que entra al recinto por los difusores, se supone que entran con una temperatura de 22°C.

4.5.3 Condiciones de contorno ecuación de conservación del contaminante.

La concentración de contaminante se calcula utilizando *User Defined Scalar* (UDS) de Fluent. Se añaden las condiciones descritas en el modelo de partículas para la velocidad terminal y la viabilidad del contaminante.

La ecuación que modela el movimiento de las partículas requiere unas condiciones de contorno en la entrada de contaminante. En el caso del quirófano la emisión de contaminante se localiza en la cara de los cuatro miembros del personal sanitario. El resto del cuerpo se considera que está tapado y no emite partículas. En la habitación de infecciosos la fuente de contaminante es el paciente, y en concreto, la boca del paciente.

Cuando las partículas tocan una superficie dentro del recinto puede pasar que se depositen o que reboten. Este comportamiento depende de la pared: material, rugosidad, etc. de la velocidad de la partícula en el choque (módulo y dirección), atracción electrostática entre pared y partícula, etc. A partir de un modelo semi-empírico (Lai et al. 2006, Lai et al. 2000, Gao et al. 2007) se calcula el flujo neto de deposición de partículas en una superficie:

$$J = -\left(\frac{\mu_{eff}}{Sc_t}\right)\frac{dC}{dz} + \rho_a v_{pz} C \quad (4.20)$$

donde μ_{eff} y Sc_t son los mismos valores que en (4.13), z es la coordenada perpendicular a la pared, v_{pz} es la velocidad de la partícula en la misma coordenada.

4.7 Resumen de las características del modelo numérico

En la Tabla 8 se presenta un resumen de las características más significativas del modelo numérico:

Tabla 8. Tabla resumen con las características principales del modelo numérico.

	Parámetros
Software Generación de la geometría.	Gambit 2.4.6
Software Mallado	Gambit 2.4.6
Mallado quirófano.	No estructurado 10^6 celdas.
Mallado habitación aislados infecciosos	No estructurado. $4 \cdot 10^5$ celdas.
Software cálculo.	Fluent 12.1.
<i>Solver</i>	<i>Pressure Based Solver.</i>
Time step simulación quirófano ⁴	0.2 s
Modelo turbulencia.	k-ε RNG
Función de pared	<i>Standard Wall Function</i>
Modelo de radiación.	<i>Surface to Surface</i>
Discretización.	2º orden
Acoplamiento velocidad – presión.	SIMPLE

⁴ La simulación del quirófano es no estacionaria. En el capítulo 7 se explican los motivos para la elección de un esquema no estacionario.

CAPÍTULO 5

VALIDACIÓN DEL MODELO
NUMÉRICO DE QUIRÓFANO
UNIDIRECCIONAL

5.1 Introducción

En un quirófano con ventilación de tipo unidireccional o laminar el patrón de flujo de aire sobre la zona a proteger puede verse alterado por la presencia de obstáculos. Las lámparas, el personal, la camilla, el instrumental u otros elementos pueden alterar el patrón de flujo del difusor, perdiendo unidireccionalidad y aumentando la turbulencia (Zoon et al. 2010, Hartung et al. 1998, Salvati et al. 1982, Chow et al. 2006a, Persson et al. 2004). Una alteración del patrón de flujo sobre la zona a proteger podría modificar la tasa de deposición de partículas contaminantes sobre el espacio quirúrgico y la mesa de instrumental.

Un modelo numérico que pretenda predecir con fiabilidad la deposición debería simular correctamente esta interacción del flujo de aire a la salida del difusor con esos obstáculos. Se ha considerado conveniente realizar ensayos experimentales que permitan validar el modelo numérico en lo relativo a la interacción del chorro de aire a la salida del difusor laminar con obstáculos como la mesa de operaciones o el personal. En un modelo a escala de quirófano unidireccional y con la técnica de Velocimetría por Imágenes de Partículas (*Particle Image Velocimetry* PIV) se ha medido el patrón de flujo de aire. Estas medidas se han utilizado para validar el modelo numérico. En este capítulo se describe tanto la parte experimental como la parte de validación del código numérico. En la última parte se discute la idoneidad de realizar la simulación del quirófano unidireccional en régimen estacionario o en régimen no estacionario.

5.2 Técnica PIV

La ventilación unidireccional se ha caracterizado en la bibliografía con diferentes técnicas, sondas de hilo caliente (Rees et al. 2001), visualización con humo (Zoon et al. 2010, Chow et al. 2004a), PIV o con anemometría de efecto Doppler (Yousaf et al. 2011). En este trabajo se escoge la técnica PIV para la medida del patrón de flujo en un modelo a escala de quirófano unidireccional. Su elección se fundamenta en que es una técnica no intrusiva y permite, de una

manera directa y simultánea, conocer el campo de velocidades en todo un plano de la habitación (Stevenson 2008).

La técnica PIV tiene su origen en los experimentos realizados por Ludwig Prandtl en 1904. Prandtl fue promotor de extraer información del flujo a través de las técnicas de visualización. Introdujo partículas de mica en suspensión en la superficie del agua en un conducto para observar los flujos no estacionarios en los desprendimientos de corriente en alas, cilindros, etc. (Raffel et al. 2001). Sin embargo, estas técnicas no tuvieron avances significativos hasta los años 90. Los progresos en: óptica, láser, electrónica y sobre todo en la informática permiten resultados cuantitativos a partir de la visualización del flujo de un fluido.

La velocimetría por imágenes de partículas permite obtener el campo de velocidad en un plano (2D). Consiste en un láser que genera pares de pulsos de luz sobre un plano que atraviesa el flujo sembrado de partículas de poco diámetro (Adrian 2005). Una cámara sincronizada con el láser toma una imagen para cada pulso de luz del par generado por el láser. Con ayuda de un software se procesan las dos imágenes tomadas y se correlacionan para obtener las dos componentes de la velocidad de las partículas en el plano iluminado (Fig. 17).

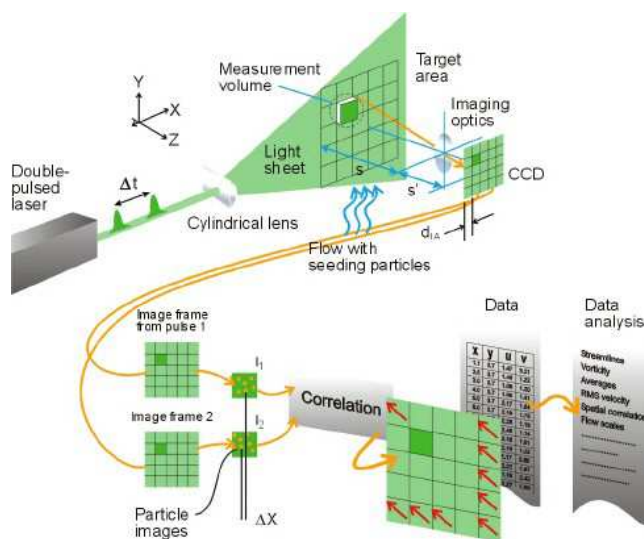


Fig. 17. Post procesamiento de imágenes. Técnica PIV (www.dantecdynamics.com)

5.3 Descripción de la instalación experimental

5.3.1 Modelo a escala del quirófano unidireccional

Se ha construido un modelo a escala 1:7 de quirófano. Con esta escala el área transversal del modelo es abarcable con el láser para el rango de velocidades que debe haber en el modelo si se quieren cumplir las condiciones de semejanza. Las dimensiones del modelo se han obtenido conservando la semejanza geométrica con un quirófano real. La velocidad de impulsión del aire se calcula para que el número de Reynolds del flujo sea igual que en el quirófano real y tener también semejanza dinámica. La Tabla 9 muestra los valores para la construcción del modelo a escala a partir de un prototipo de quirófano real y para obtener las condiciones de contorno en la entrada del modelo a escala.

Tabla 9. Análisis dimensional para construir el modelo a escala.

	Prototipo	Modelo
Dimensiones (m)	6.1 x 6.1 x 3.5	0.87 x 0.87 x 0.5
ACH	20	980
Q impulsado (m ³ /s)	0.724	0.103
V impulsión	0.2	1.4
Área de impulsión (m ²)	3.618	0.074
Reynolds impulsión	27000	27000
Área extracción total (m ²)	1.809	0.037
Número extracciones	4	4
Camilla (m)	1.9 × 0.52 × 0.9	0.279 × 0.074 × 0.130
Personas (m)	1.72 × 0.49 × 0.22	0.071 × 0.031 × 0.246

La Fig. 18 representa el modelo de quirófano unidireccional. Las dimensiones del modelo se recogen en la Tabla 9. Tiene una entrada unidireccional de aire (1) en el centro del recinto, con unas dimensiones de 27 mm × 27 mm. Posee cuatro salidas cuadradas (2) de 90 mm de lado situadas en la parte baja a 30 mm del suelo del recinto. Estas salidas están colocadas de forma que la configuración contenga dos planos de simetría, plano XY y plano YZ. En el

modelo, una de las paredes que tienen las salidas y la pared posterior son negras para evitar, en la medida de lo posible, que entre luz del laboratorio. En la pared derecha, se deja una ranura transparente para que pase el haz del láser. Por último, la pared que está delante, es transparente para que la cámara pueda fotografiar el interior.

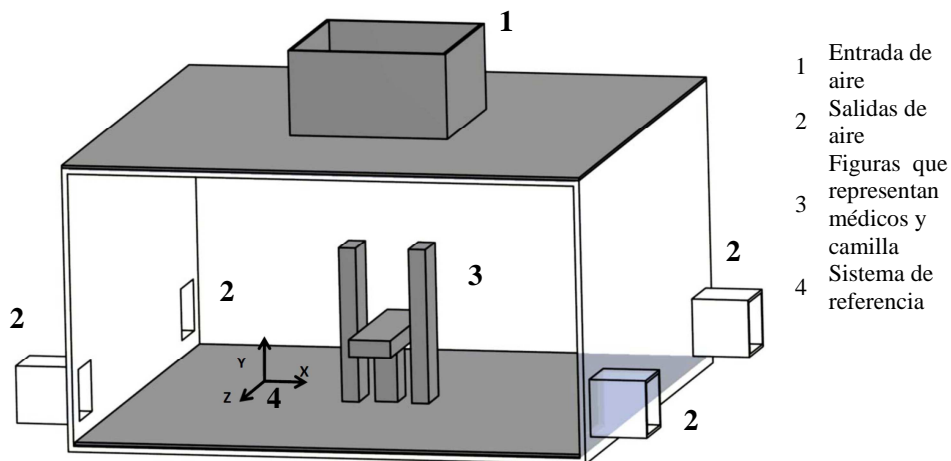


Fig. 18. Modelo a escala del quirófano unidireccional.

En el centro del recinto se colocan los tres cuerpos que representan a dos médicos y una camilla de operaciones (3). Los bloques verticales tienen unas dimensiones en planta de $71 \text{ mm} \times 31 \text{ mm}$ y 246 mm de altura que representan a dos personas en posición vertical. El bloque que representa la camilla tiene unas dimensiones de $279 \text{ mm} \times 74 \text{ mm}$ y con una altura de 130 mm .

El objetivo del estudio experimental es simular la interacción de un flujo unidireccional a la salida del difusor con los obstáculos que encuentra. Se deja fuera de este estudio los efectos térmicos debido a que una semejanza dinámica y térmica simultánea requeriría igualdad de los números de Reynolds y Grashof y por tanto un modelo a escala 1:1 si se desea trabajar con aire.

5.3.2 Esquema del conjunto de la instalación

La Fig. 19 representa la instalación experimental completa. El aire es impulsado a través de un circuito cerrado por un ventilador (3) con velocidad de giro variable. A la salida del ventilador el flujo de aire se siembra con partículas del polietilén glicol 600 (densidad 1.125 g/cm^3 y diámetro aproximado de $1 \mu\text{m}$). Las partículas se generan en un nebulizador no representado en la Fig. 19. El flujo de aire sembrado de partículas es conducido a través de un tubo flexible de gran sección hasta la entrada (4) de la caja de remanso (5). El aire pasa por la caja de remanso a través un enderezador de corriente situado en (7) para generar un chorro uniforme y unidireccional que cubre la zona ocupada por la camilla y los médicos en la sección de ensayos (9).

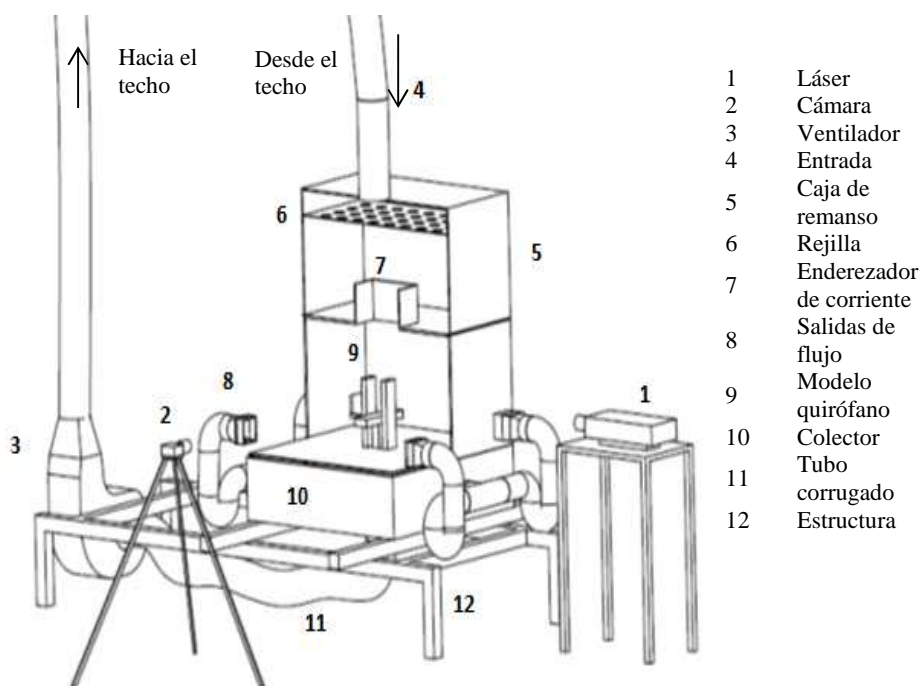


Fig. 19. Esquema de la instalación para el ensayo del quirófano unidireccional.

El caudal es extraído de la sección de ensayos a través de cuatro salidas (8) y conducido a un colector de aire (10). De la base del colector sale una línea

(11) hacia la aspiración del ventilador. De esta manera se trabaja en circuito cerrado, para evitar inundar el laboratorio de partículas.

Todo el montaje se ubica sobre una estructura (12) que permite desplazar el modelo en dos direcciones en un plano horizontal. Este movimiento permite posicionar el modelo respecto de la cámara y del láser. El láser (1) ilumina un plano vertical que será la sección de medida. La luz dispersada por las partículas de polietilén glicol se registra con una cámara de alta resolución (2). El láser y la cámara están sincronizados a través de un ordenador.

5.3.3 Equipamiento de la instalación

5.3.3.1 Láser

El equipo para estos ensayos consiste en un láser de estado sólido de 500 mJ de doble cavidad tipo Nd:YAG (*Neodymium-doped Yttrium Aluminum Garnet*). La operación en doble cavidad permite actuar con dos osciladores independientemente. Ambos funcionan sincronizadamente para dar pares de pulsos del láser sin necesidad de tiempos mínimos entre los dos pulsos de un mismo par. Las especificaciones completas del láser se recogen en la Tabla A.1 (Anexo I).

5.3.3.2 Cámara

El láser está sincronizado con una cámara CCD (*Charge Coupled Device*) de alta resolución (2048 x 2048 pixels), con velocidad máxima de 14.5 Hz actuando en modo *single frame* en cada pulso o 7 Hz en modo *double frame* por pulso. Las especificaciones completas de la cámara se presentan en la Tabla A.2 (Anexo I).

5.3.3.3 Ordenador y software

La cámara y el láser están sincronizados a través de un ordenador. Se requiere un ordenador potente para manejar la cantidad de información

suministrada por el equipo en un ensayo. El ordenador utilizado tiene un procesador Intel Core i7-2600 CPU 3.40 GHz. Y está dotado del sistema operativo Windows 7 Professional.

El software necesario para el manejo del equipo es el Dynamic Studio versión 3.14.35 de Dantec Dynamics.

5.3.3.4 Ventilador y variador de frecuencia

El ventilador elegido para este banco es un ventilador de la casa Soler & Palau, modelo CMT-2001060. Es un ventilador centrífugo de simple aspiración que permite un rango de caudales y presiones adecuado para estos ensayos. Las características del ventilador se pueden ver la Tabla A.3 (Anexo I).

El control del ventilador se realiza mediante un variador de frecuencia que controla el motor asíncrono. El variador elegido es de la marca Altivar modelo ATV312HU22M2 cuyas características pueden verse Tabla A.4 (Anexo I).

5.3.3.5 Nebulizador

Para la obtención del campo de velocidades mediante la técnica PIV es necesario sembrar el aire de partículas. En este caso se ha utilizado un nebulizador (o atomizador) de la casa TSI, *Oil Droplet Generator TSI 9307*. Es un atomizador de uso general que utiliza una tobera tipo Laskin para producir las gotas de aceite (polietileno glicol 600).

Las gotas obtenidas por este tipo de generador tienen un tamaño medio de 1 μm , con una desviación pequeña. El aumento de la presión de aire comprimido con que se alimenta el generador, consigue un mayor flujo de partículas sin afectar demasiado a la distribución de tamaños de las mismas.

5.3.3.6 Conducto de entrada y caja de remanso

El conducto que lleva el flujo de aire desde el ventilador hasta la parte superior de la cámara de ensayo realiza un giro de 180° que produce una asimetría

en el flujo aguas abajo y se traslada hasta la sección de ensayos. Esta asimetría se soluciona colocando a la entrada de la sección de ensayos una caja de remanso (5). Dentro de esta caja de remanso se dispone una chapa perforada (6) para uniformizar el flujo. Sin embargo no se consigue uniformizar del todo, por lo en el centro de la chapa se coloca un placa sobre la que incide el chorro. El objetivo de la placa es desviar el chorro y que el flujo se reparta más uniformemente por la caja de remanso. Esta solución consigue un perfil de velocidades a la entrada adecuado (Fig. 20).

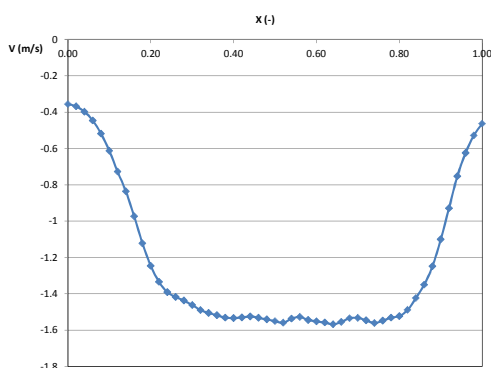


Fig. 20. Perfil de velocidad vertical a 90 mm de la entrada de la sección de ensayos

5.3.3.7 Sistema de posicionamiento

El sistema de posicionamiento (12) (Fig. 19) es una estructura montada con perfiles de aluminio sobre la que se coloca el modelo de quirófano con unos raíles sobre los que puede deslizar.

La Fig. 21 muestra el detalle de los raíles sobre los que se mueve el modelo a escala. Esta estructura está dotada con unas reglas que permiten conocer la posición relativa desde un punto de referencia inicial. En la preparación de los ensayos es necesario mover la estructura en varios momentos. La estructura también está dotada de sistemas de fijación, para que una vez determinada la posición correcta, el modelo de quirófano no se mueva durante el ensayo.

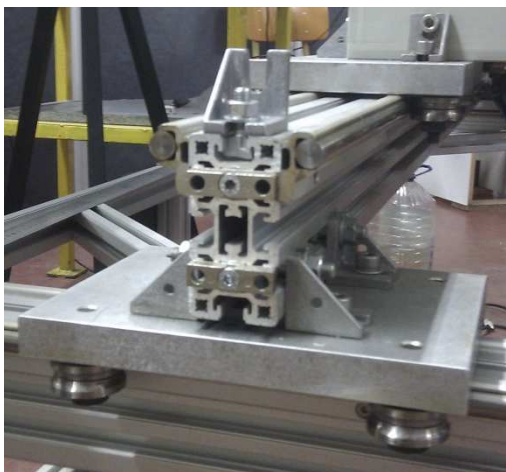


Fig. 21. Detalle raíles sistema de posicionamiento.

5.4 Metodología de los ensayos

El objetivo de estos ensayos es medir el campo de velocidad en un plano vertical. Antes de comenzar los ensayos es necesario cerciorarse que el láser está iluminando el plano que se quiere medir, en este caso un plano vertical central paralelo a la pared frontal del modelo.

Una vez que se ha asegurado que el láser ilumina el plano requerido, en cada ensayo el procedimiento seguido tiene los siguientes pasos:

- Ubicación de la cámara que recoge las imágenes. La cámara no puede cubrir todo el plano iluminado por el láser porque la imagen no tendría suficiente resolución, además, en ocasiones interesa centrarse en una zona para ver el detalle. Estas circunstancias hacen que en cada ensayo el primer paso sea situar la cámara para que recoja la zona de interés.
- Calibración de la posición de la cámara. Es importante realizar en cada cambio de posición de la cámara una calibración de la misma, para indicar al software la escala que tiene que aplicar a la imagen. Este proceso de calibración se realiza mediante una plantilla y la utilización del software Dynamic Studio. El software incluye una herramienta:

Dewarping image, que permite corregir los posibles errores debido a una falta de paralelismo entre el sensor de la cámara y el plano iluminado por el láser.

- Toma de datos. Los ensayos deben ser comparables y por ende, deben ser realizados con los mismos parámetros. Los parámetros fijados para la realización de los ensayos son los expuestos en la Tabla 10:

Tabla 10. Parámetros ensayos PIV.

	Parámetros ensayos
Numero de imágenes por ensayo	200
Número de imágenes por segundo	5
Tiempo entre pulsos	750 μ s
Tiempo total del ensayo	40 s

- Post-proceso de imágenes. Capturadas las imágenes, se deben procesar para obtener un campo de velocidades promedio en el plano de medida. El software Dynamic Studio tiene varias herramientas para el post-proceso de las imágenes, en este caso se elige: *Adaptive correlation*, con un área de interrogación de 64 pixels x 64 pixels, un *overlap* del 50 % en dirección vertical y horizontal, y usando el esquema de diferencias centradas.

El número de imágenes por ensayo viene condicionado por la capacidad del ordenador, ya que el software guarda las imágenes tomadas por la cámara en la memoria RAM durante el ensayo. Se limita a 200 imágenes por ensayo. La limitación a 200 imágenes unida al deseo de captar una amplia ventana temporal condiciona el número de imágenes por segundo. El número de imágenes por segundo se elige como solución de compromiso, entre conseguir el mayor tiempo de ensayo y evitar que haya mucha diferencia entre imágenes.

El intervalo de tiempo entre los dos pulsos del láser y el tamaño del área de interrogación están relacionados con la velocidad del flujo. El incremento de tiempo tiene que ser tal que un elevado porcentaje de partículas con velocidad

máxima no se salgan del área de interrogación entre un pulso y el siguiente. Se calcula el Δt máximo:

$$\Delta t < \frac{0.25L_{\text{int}}}{u_{\text{max}}} \quad (5.1)$$

donde L_{int} es el tamaño de la celda de interrogación, y u_{max} es la velocidad máxima del flujo. En el caso de estudio se considera un $L_{\text{int}} = 5\text{mm}$ y $u_{\text{max}} = 1.5\text{ms}^{-1}$. Haciendo el cálculo se obtiene $\Delta t_{\text{max}} = 0.001\text{s}$. Además, para evitar perder partículas que cambian de celda entre dos pulsos es habitual en la práctica utilizar un *overlap* del 50 %.

El incremento de tiempo también tiene un límite inferior. Debe ser tal que la partícula se desplace más de un pixel o más de su tamaño en pixel entre los dos pulsos del láser, luego el Δt mínimo debe ser:

$$\Delta t > \frac{2d_p}{u_{\text{min}}} \quad (5.2)$$

donde $d_p = 1\mu\text{m}$ es el tamaño de las partículas trazadoras y u_{min} la velocidad mínima del flujo que se estima en un 5 % de la u_{max} , es decir, $u_{\text{min}} = 0.075\text{ms}^{-1}$. Introduciendo estos datos se obtiene $\Delta t_{\text{min}} = 27\mu\text{s}$. Luego, el Δt tomado está dentro del rango exigido.

Al realizar la media de todas las imágenes procesadas se eliminan los vectores que son mal calculados debido a la falta de luz, o por estar cerca de la pared donde la velocidad es en algún caso menor que la mínima, etc.

5.5 Modelo numérico

El modelo numérico utilizado para la comparación con los datos experimentales es el descrito para quirófanos en el capítulo 4, aunque hay alguna diferencia. En la Tabla 11 se presentan los parámetros utilizados en los cálculos

numéricos. La geometría y la malla se construyen con el software Gambit. Es una malla estructurada con un tamaño de celda de 6 mm, de forma que la resolución espacial del modelo numérico es similar a la resolución de la medida experimental, siendo ésta de 5 mm.

La condición de contorno en la impulsión de aire es la misma que en los quirófanos de flujo unidireccional, un flujo uniforme en toda la impulsión. El caudal es el establecido en la Tabla 9.

Tabla 11. Parámetros simulación validación quirófano unidireccional.

	Parámetros simulación
Software Generación de la geometría.	Gambit 2.4.6
Software Mallado	Gambit 2.4.6
Mallado quirófano.	Estructurado $1.5 \cdot 10^6$ celdas.
Software cálculo.	Fluent 12.1.4
Solver	<i>Pressure Based Solver.</i>
Simulación	Estacionaria
Modelo turbulencia.	k- ϵ RNG
Modelo de pared	<i>Standard Wall Function.</i>
Discretización.	2° orden términos convectivos. 2° orden presión.
Acoplamiento velocidad – presión.	SIMPLE
Condiciones de contorno.	Velocidad de entrada uniforme. Outflow en las salidas. No deslizamiento en paredes.

5.6 Resultados numéricos vs experimentales

La comparación entre ambos resultados (CFD y PIV) se realiza en dos zonas diferentes. Primero, en el plano medio del modelo a escala del quirófano, en la zona central. En esta zona se destaca la región a la altura de la mesa de operaciones entre los dos cuerpos que simulan al personal sanitario. Segundo, se muestra una vista general del plano medio del quirófano.

El procedimiento de comparación será el mismo en las dos zonas. Se presenta la mitad que se ha medido con el PIV junto con la misma mitad calculada numéricamente. Se tiene en cuenta que, aunque en la realidad no se consigue la

simetría perfecta, el campo de velocidades experimental sí que está muy cerca de serlo y comparar la mitad será suficiente.

5.6.1 Plano central, detalle por encima de la camilla

En la Fig. 22 se observan las líneas de corriente en ambos casos, CFD y PIV, dibujadas sobre los contornos de la velocidad tangente al plano medio, que es la magnitud medida con el PIV, y que no difiere mucho del módulo de la velocidad total por tratarse de un plano de simetría. El módulo de la velocidad se ha normalizado dividiendo el campo de velocidades entre el módulo de la velocidad a la salida del difusor.

De la comparación de las líneas de corriente se observa que la dirección del flujo en ambos casos, CFD y PIV, es muy similar. La apertura del chorro al encontrarse los obstáculos es prácticamente la misma en los dos casos. Las líneas de corriente que forma el flujo entre los obstáculos verticales, debido a la presencia del obstáculo horizontal, coinciden notablemente.

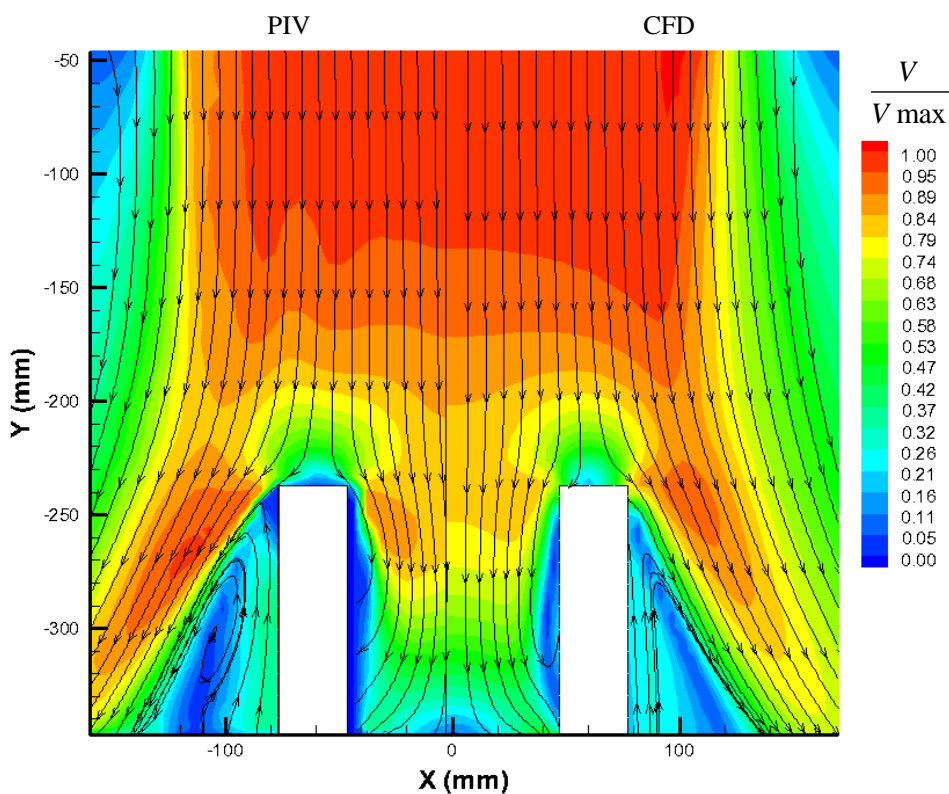


Fig. 22. Comparación vista central plano medio, PIV vs CFD.

Por otro lado, se observan ciertas diferencias entre las estelas que se forman en la interacción del flujo con el obstáculo vertical. El campo de velocidades medido en esta zona no es estacionario debido al desprendimiento alternativo de torbellinos. La imagen que se muestra del campo medido con el PIV es una media temporal de los 40 segundos que dura el ensayo. Mientras que en la simulación, este desprendimiento alternativo no está simulado debido a que se trata de una simulación estacionaria.

En cuanto a los contornos del módulo de la velocidad adimensionalizados con la velocidad a la salida del difusor también son similares. En el caso del CFD los contornos son más uniformes que en el campo medido debido a que la condición de contorno impuesta en la entrada es idealmente uniforme, mientras que la entrada de aire en el modelo ensayado no es completamente uniforme.

5.6.2 Plano general

En la Fig. 23 se observa comparan los campos de velocidad numérico y experimental en un todo el plano vertical central. El patrón de flujo en ambos casos es muy similar, con excepción de la zona de la estela de los obstáculos verticales ya discutida en el apartado anterior y de la zona con recirculación que se forma en los laterales. La zona de recirculación se encuentra más cerca del techo que en el campo de velocidades calculado numéricamente. Esta diferencia se podría achacar a que en el modelo a escala el techo tenía más peso en la parte central y está ligeramente hundido en el centro quedando un rincón con menos de 90° en la unión del techo y las paredes. Esto podría explicar las diferencias entre el flujo medido y el flujo calculado numéricamente en esta zona.

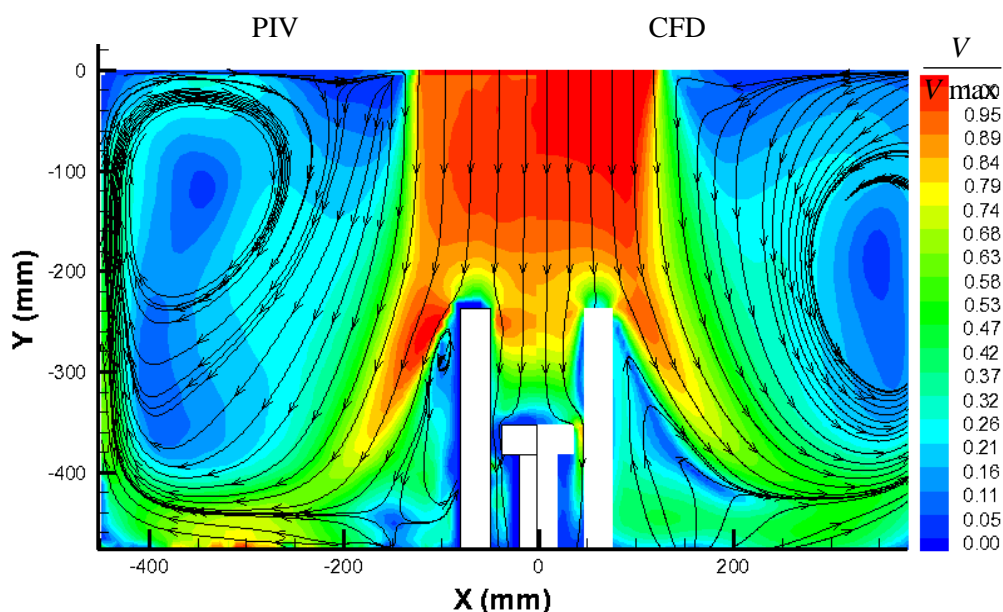


Fig. 23. Comparación plano general quirófano, PIV vs CFD

En cuanto a los valores del módulo de la velocidad adimensionalizada se observa, en general, una buena correspondencia entre resultados experimentales y numéricos.

5.7 Modelo numérico final de quirófanos

La simulación numérica del flujo de aire en un quirófano se realiza con el modelo numérico descrito en el capítulo 4. En principio, se considera que la simulación estacionaria es apropiada para este problema. La configuración está congelada, es decir, no hay movimiento de objetos o personas, y las condiciones de contorno son estacionarias.

Sin embargo, en la simulación estacionaria se observa que los residuales se estabilizan en un valor muy elevado. En un primer intento, se utiliza un esquema de interpolación de primer orden para los términos convectivos, que facilita la convergencia, pero el residual de continuidad no disminuye por debajo de 10^{-2} . Este valor es demasiado elevado. Se realizan otros intentos con esquemas de interpolación de mayor orden, pero los residuales no disminuyen.

En primer instante, se piensa que puede ser un problema debido a la discretización espacial, pero haciendo un análisis de sensibilidad de la malla (se prueban mallas con tamaños de 6×10^5 , 8×10^5 , 10^6 y 2×10^6 celdas), el resultado es el mismo, y los residuales no disminuyen por debajo de un valor aceptable.

La Fig. 24 presenta la deposición de contaminante sobre la zona de la herida quirúrgica, que es una magnitud representativa del problema, para el quirófano unidireccional (Capítulo 3) frente a la iteración en la que se detiene la simulación. La gráfica es un extracto de 130 iteraciones consecutivas de la solución en teoría convergida (porque los residuales se mantienen constantes aunque en un valor muy elevado). Se observa una dependencia de los resultados con las iteraciones que podría ser consecuencia de los residuales tan altos que se obtienen en la simulación estacionaria. La solución no es capaz de representar el flujo de adecuadamente.

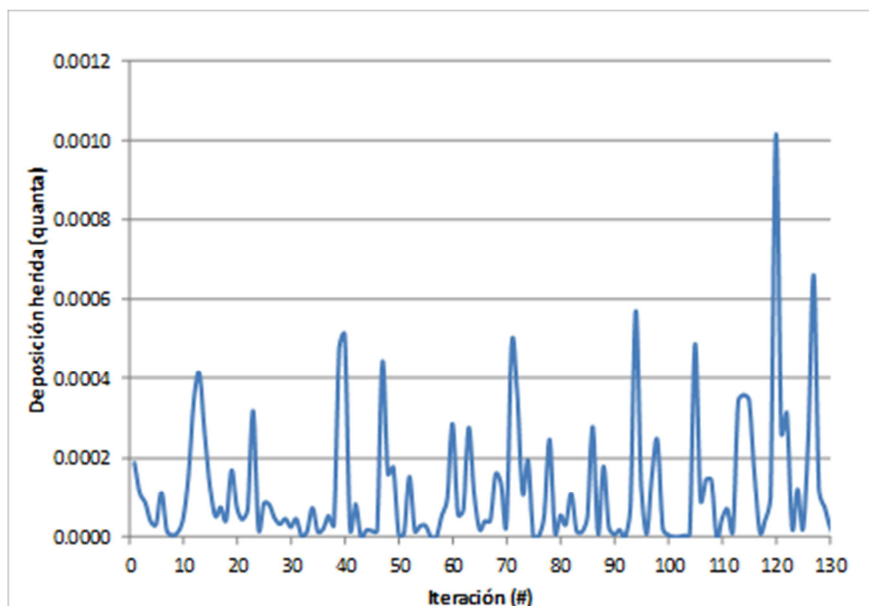


Fig. 24. Deposición en la herida en función de la iteración en que es detenida la simulación estacionaria.

Aunque parecía lógico pensar que el problema era estacionario, se ha mostrado que la simulación estacionaria no consigue unos resultados adecuados. La explicación se debe principalmente a dos efectos que provocan que la solución no sea estacionaria. Primero, la estela provocada por la presencia de la lámpara quirúrgica es tridimensional y transitoria (Zoon et al. 2010). Segundo, los desplazamientos por flotabilidad en las plumas térmicas del personal sanitario tampoco son estacionarios (Rees et al. 2001). La complicada interacción entre estos dos efectos y la interacción de los demás elementos con el campo fluido en menor medida, provocan que el problema estacionario tenga los problemas de convergencia observados.

Se resuelve el problema en régimen no estacionario considerando un paso temporal de 0.2 segundos para cumplir la condición de Courant-Friedrich-Lewy⁵.

⁵ Condición de convergencia matemática para la resolución numérica de ecuaciones en derivadas parciales (Courant, 1928).

Este paso temporal da un valor del número de Courant de 0.3, que es un criterio bastante restrictivo para no tener problemas de convergencia en el esquema temporal.

La simulación no estacionaria utiliza como condiciones iniciales la solución del caso estacionario. Los primeros 10 minutos de la simulación (3000 pasos temporales) se descartan para asegurar la independencia de los resultados con los valores iniciales. Tomando este instante como inicial se extraen los resultados.

El problema no estacionario consigue unos residuales muy inferiores al caso estacionario. Utilizando esquemas de interpolación de 2º orden los residuales de la ecuación de continuidad pasan de 10^{-2} para la simulación estacionaria a 10^{-5} para la simulación transitoria.

La disminución en los residuales induce a pensar que la solución es mejor y que en el problema los efectos transitorios tienen una importancia relevante. Se puede confirmar de manera cuantitativa extrayendo los valores de una magnitud representativa del problema como es la deposición de contaminante en la herida quirúrgica en función del tiempo (Fig. 25). Las variaciones llegan a ser de un orden de magnitud:

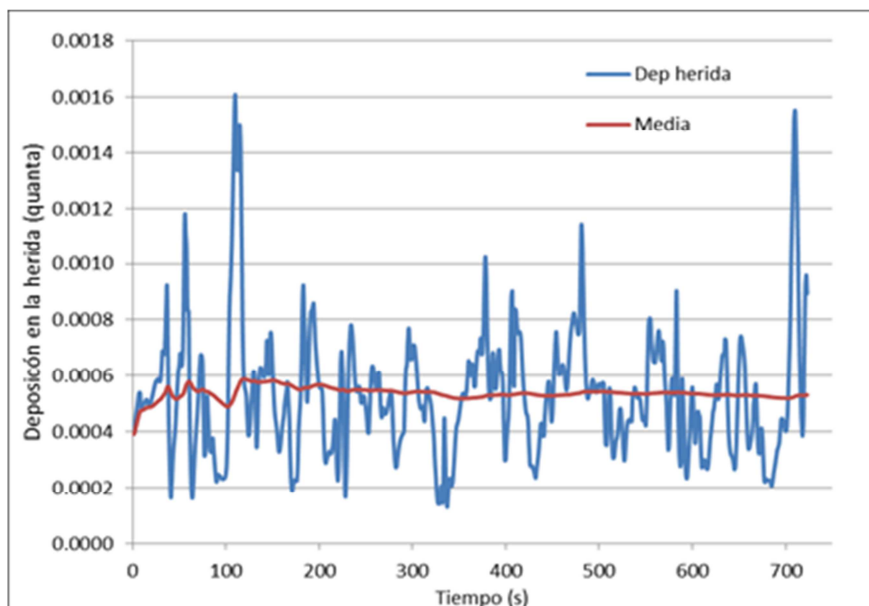


Fig. 25. Deposición de contaminante sobre la herida en el quirófano unidireccional en función del tiempo.

Por último, surge el problema de comparar dos soluciones no estacionarias. En vez de compararlo instante a instante se escoge la media temporal (Media en la Fig. 25). Este parámetro realiza una media de la magnitud hasta ese instante. El tiempo en que se estabiliza la media sirve también para estimar el tiempo total que se debe simular para obtener unos valores medios representativos.

5.8 Conclusiones

A la vista de los resultados (Fig. 22 y Fig. 23) se puede concluir que el campo fluido calculado numéricamente refleja la realidad con una precisión suficiente. Los resultados numéricos de la apertura del chorro y la forma general del campo fluido son muy similares a los experimentales, con las pequeñas diferencias comentadas en la estela de los obstáculos verticales. También se puede ver como los resultados del módulo de la velocidad son muy similares con una distribución prácticamente igual en ambos casos.

Por tanto se puede considerar que la interacción entre flujo y obstáculos interpuestos se reproduce con suficiente precisión y los resultados obtenidos numéricamente son fiables.

Por último, se ha demostrado que el modelo numérico de quirófanos debe ser no estacionario. El efecto de las estelas de las lámparas y plumas térmicas provoca que la solución varíe con el tiempo.

CAPÍTULO 6

VALIDACIÓN EXPERIMENTAL
DEL MODELO NUMÉRICO DE
DIFUSOR ROTACIONAL

6.1 Introducción

Las características del patrón flujo de aire en el interior de un recinto al que se aporta aire a través de un difusor están condicionadas por el campo de velocidad inducido por el difusor (Zhang et al. 2009). Debido a esta dependencia simular correctamente el comportamiento del difusor es crítico para el éxito de la simulación del patrón de flujo de aire dentro del recinto (Fontaine et al. 2005, Einberg et al. 2005).

El primer problema que se presenta cuando se estudia numéricamente la ventilación con un difusor es que no resulta sencillo simular su efecto. Si se opta por simular el difusor completo el gasto computacional es muy elevado. Imponer condiciones de contorno simplificadas que representen fielmente el efecto del difusor tampoco es fácil. Los métodos numéricos basados en substituir los difusores por condiciones de contorno más simplificadas requieren datos del campo de velocidad cercano al difusor para su implementación.

En este trabajo se mide el campo de velocidades cercano a un difusor rotacional mediante una sonda que permite medir las tres componentes del vector velocidad simultáneamente. Los datos experimentales se utilizan para validar el modelo de difusor rotacional utilizado en este estudio.

6.2 Simulación de difusores

Algunos autores (Xu et al. 2003) afirman que simular el difusor completo es la única forma de obtener un campo de velocidades realista en las proximidades de los difusores tipo vortex. Simular el difusor completo reflejando su geometría en detalle requiere una malla densa que demanda gran capacidad de cálculo y ralentiza las simulaciones. Además la transición desde un mallado denso en la zona del difusor hasta un mallado más basto para el resto de la habitación puede ser también un problema.

Para evitar simular el difusor completo se utilizan los modelos que sustituyen al difusor por una geometría y una condición de contorno más sencilla (Fontaine et al. 2005). Se comentan aquí algunos de los métodos utilizados en la bibliografía.

El método convencional consiste en sustituir el difusor por su área libre (área de paso del flujo de aire) e imponer una velocidad uniforme que consiga el caudal deseado. Este modelo tiene limitaciones importantes, porque la velocidad en la salida del difusor, velocidad de descarga del difusor, viene condicionada por el área efectiva y no el área libre. El área efectiva es el área neta por la que sale fluido, que suele ser en torno a un 65 – 90 % del área libre (contracción de la vena fluida en la salida del difusor). Es decir, la velocidad de descarga del difusor será mayor que la calculada con el área libre. La diferencia entre estas velocidades suele estar dada mediante un coeficiente de descarga.

Una variante del método convencional es el *Basic model* desarrollado por Heikkinen (Heikkinen 1991). Consiste en sustituir el difusor por su área efectiva y aproximar la velocidad real a la salida del difusor. Este método tiene el inconveniente de que implica calcular el área efectiva de un difusor. Además Chen (Chen et al. 1991) demuestra que no es un método muy preciso en simulaciones no isoterma.

Otra posibilidad es el *Box-method* (Nielsen 1973) en la que los detalles del flujo en la zona cerca del difusor son ignorados. En una superficie prismática a una cierta distancia alrededor del difusor se impone como condición de contorno el perfil de velocidades que generaría el difusor en esa posición. Este método se contrasta con ensayos experimentales y se demuestra que obtiene buenos resultados (Fontaine et al. 2005, Srebric et al. 2002). Sin embargo, para el empleo de este método se necesita conocer el campo de velocidad próximo al difusor, es decir, para aplicar este método es necesario realizar medidas experimentales para cada tipo de difusor (Srebric et al. 2001).

El *Momentum method* (Chen et al. 1991) consiste en imponer sobre el área de salida del difusor la velocidad real de descarga. Esto provoca que el gasto másico proporcionado por el difusor sea mayor que el real. Este exceso se corrige cambiando la condición de contorno en la ecuación de continuidad. Es decir habría que imponer dos condiciones de contorno por separado. Aunque este método también obtiene buenos resultados, es difícil de implementar con un software comercial debido a que no suelen permitir dos condiciones de contorno por separado.

Otro método alternativo recogido en la bibliografía es el aplicado por (Zhang et al. 2009) que tras discretizar la superficie del difusor considera que el flujo sólo sale por ciertas celdas aleatoriamente, bloqueando el resto, cumpliendo continuidad y conservación de cantidad de movimiento.

En este trabajo la condición de contorno para simular el difusor se impone con una función de usuario de Fluent. Esta función de usuario impone en cada celda el vector velocidad correspondiente. Este método es contrastado con las medidas experimentales realizadas con una sonda de ultrasonidos.

6.3 Técnica Anemometría Sónica

La medida experimental del campo de velocidades a la salida del difusor se realiza mediante anemometría de ultrasonidos o sónica. Esta técnica realiza una medición directa de la velocidad basada en la relación existente entre el tiempo que las ondas sónicas tardan en recorrer una cierta distancia y la velocidad del medio de propagación, en este caso el aire.

Por simplicidad se considera un caso unidimensional esquematizado en la Fig. 26. Se tiene un flujo de aire que se desplaza a una velocidad V_{aire} que se desea medir. Para ello se tienen dos transductores que funcionan como emisor y receptor de ultrasonidos separados una distancia conocida d . El emisor emite una onda ultrasónica que es recibida por el receptor. En esta transmisión pueden medirse el

tiempo de ida t_i y el tiempo de vuelta t_v y que en función de los parámetros del problema pueden expresarse como:

$$t_i = \frac{d}{(V_{sonido} + V_{aire})} \quad (6.1)$$

$$t_v = \frac{d}{(V_{sonido} - V_{aire})} \quad (6.2)$$

Despejando entre las dos la velocidad del aire:

$$V_{aire} = \frac{d}{2} \left(\frac{1}{t_i} - \frac{1}{t_v} \right) \quad (6.3)$$

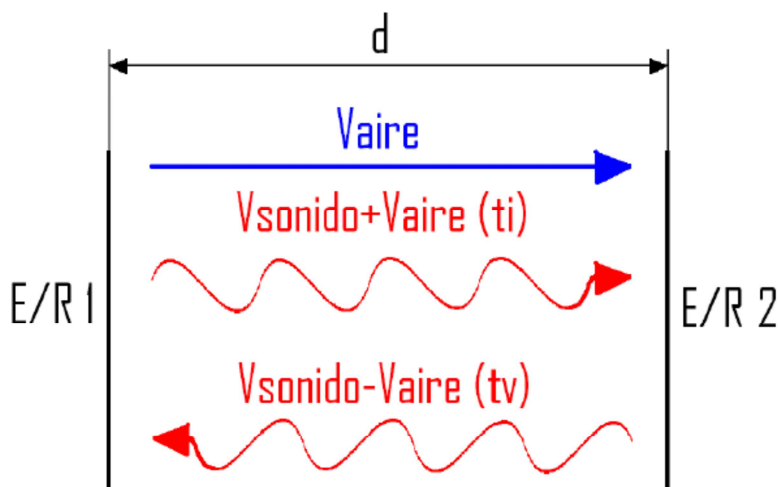


Fig. 26. Transmisión unidireccional de ultrasonidos.

La distancia entre emisor y receptor es indicativa de la resolución espacial del instrumento. Una distancia pequeña permite medir mayores detalles del flujo, sin embargo, disminuir la distancia también implica mayor error en la medida, debido a que se disminuye la resolución en la medida de los tiempos.

Por otro lado los transductores no deberían ser mayores de 1 a 5 veces el espaciado entre ellos, lo que supone un límite constructivo.

6.4 Instalación experimental

6.4.1 Difusor rotacional y plénum de conexión

El difusor rotacional (Fig. 27) es ampliamente utilizado en quirófanos de flujo de mezcla y en habitaciones de aislados infecciosos. El difusor ensayado se ha seleccionado de un catálogo comercial de la empresa KoolAir. El modelo de difusor se elige en función del caudal que se necesita impulsar, ruido generado y por las velocidades que se generan en función de su ubicación en la sala. El modelo elegido es el DF-RO-24 por su extenso uso en instalaciones de ventilación.

El difusor está formado por una placa cuadrada de 594 mm × 594 mm con 24 ranuras (*slots*) de 154 mm x 20 mm orientadas unos 30° respecto de la dirección radial. El ángulo del flujo de salida en la ranura está fijado por las lamitas que tiene el difusor en la cara que queda oculta (Fig. 28). Estas lamitas son orientables y pueden cambiar el ángulo, sin embargo en este estudio permanecen fijas a 45°.

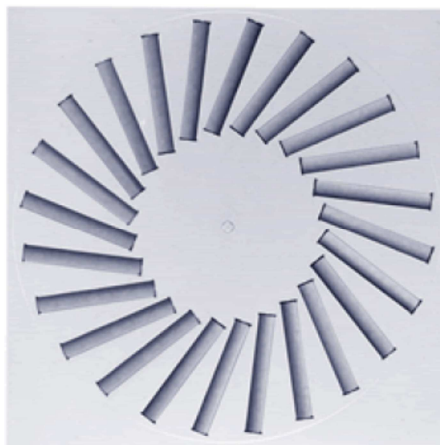


Fig. 27. Vista frontal difusor rotacional



Fig. 28. Lamas orientables de la parte posterior del difusor rotacional.

El difusor se proporciona junto con un plénum de conexión en chapa de acero galvanizado con entrada lateral pensado para falsos techos (Fig. 29). En el interior tiene una placa perforada de 1 mm de espesor (Fig. 31), que tiene la misión de obtener una distribución uniforme de aire en la entrada del difusor. Este plénum se nombra en este trabajo como plénum tipo A. Las dimensiones del plénum A se exponen en la Tabla 12.

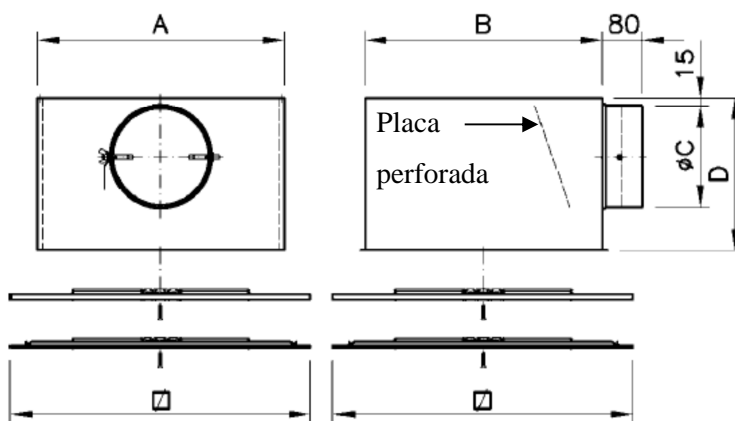


Fig. 29. Plénum tipo A.

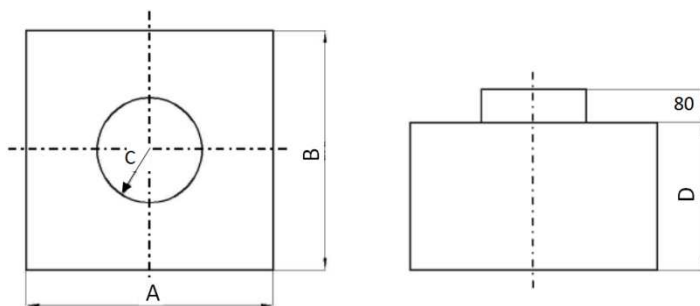


Fig. 30. Plénum tipo B.

Tabla 12. Dimensiones plénum.

Dimensiones (mm)	A	B	C	D
Plénum A	588	570	249	350
Plénum B	588	570	249	350

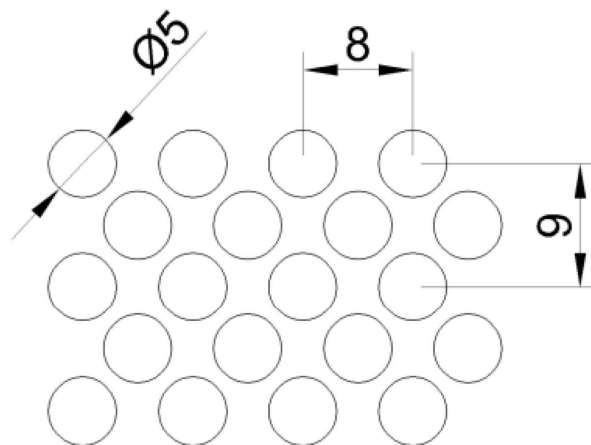


Fig. 31. Placa perforada.

6.4.1 Esquema del conjunto de la instalación

La instalación experimental completa se esquematiza en la Fig. 32.

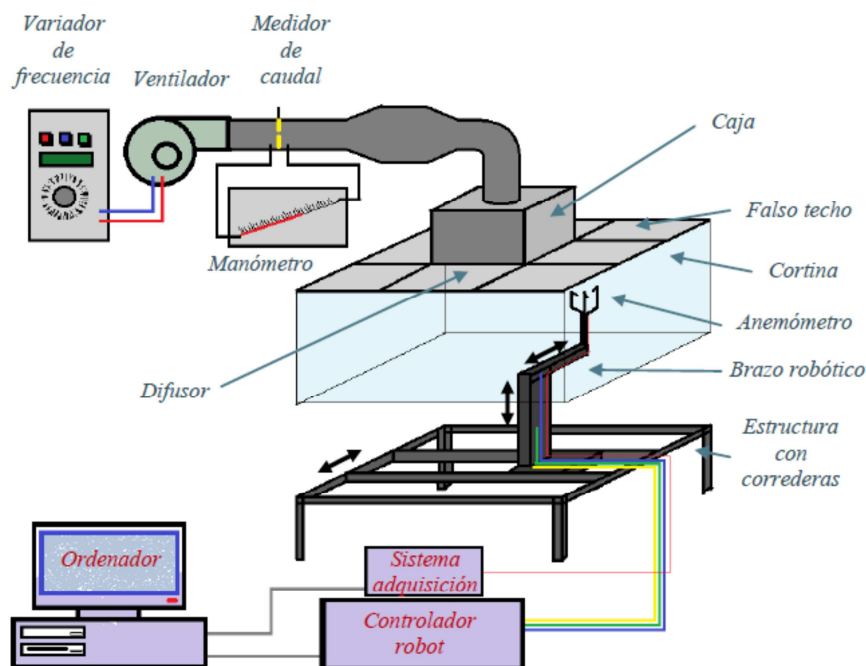


Fig. 32. Esquema instalación experimental.

Por medio de un ventilador, controlado por un variador de frecuencia, se suministra un flujo de aire al difusor. El caudal aportado es medido con ayuda de un diafragma calibrado. El aire llega al difusor a través de la caja o plenum. Además del plenum comercial tipo A, se prueba otro plenum tipo B (Fig. 30) con entrada vertical. Este tipo de plenum (tipo B) se emplea menos porque necesita un falso techo de mayor altura.

El difusor se sitúa en el centro de un falso techo compuesto de 25 paneles de 600 mm x 600 mm. Para evitar que el campo de velocidades esté perturbado por las condiciones del laboratorio, se cuelgan en los extremos del falso techo unas cortinas de plástico transparente que lo aíslan de las corrientes de aire del laboratorio. Estas cortinas no llegan hasta el suelo, permitiendo al aire salir por la parte inferior.

El flujo de aire en el interior de la zona habilitada para las medidas es medido por un anemómetro de ultrasonidos de tres componentes montado sobre un brazo robótico con tres grados de libertad que a su vez descansa sobre una estructura que permitirá el movimiento del conjunto en un plano horizontal.

Un ordenador se encarga de controlar el robot que mueve la sonda a los diferentes puntos de medida a la vez que procesa los datos que se envían desde el anemómetro.

6.4.2 Equipamiento de la instalación

El anemómetro de ultrasonidos Kaijo WA-590 (Fig. 33), es el transductor empleado para la medida del campo de velocidades, cuyas características principales son recogidas en la Tabla A.5. El anemómetro tiene un rango de medida de 0 a 10 m/s con una resolución de 0.005 m/s. La frecuencia de muestreo es de 10 Hz.

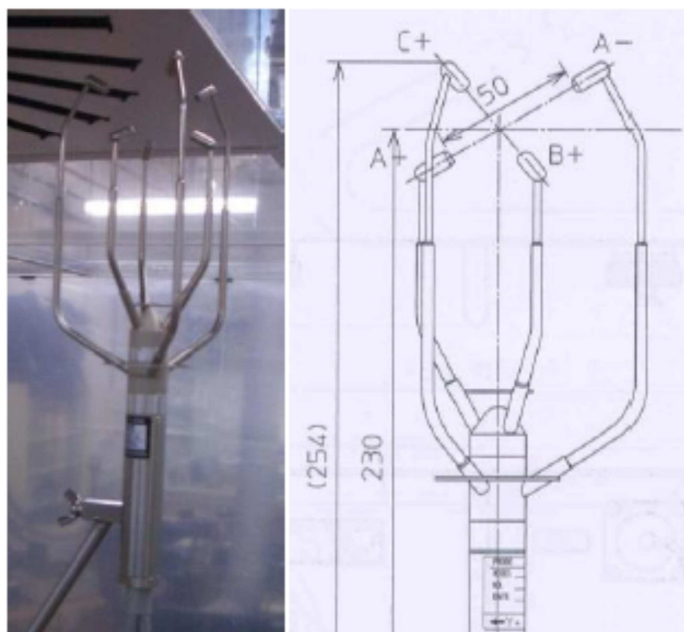


Fig. 33. Foto y dimensiones en mm del anemómetro Kaijo WA-590.

6.5 Metodología de los ensayos

La adquisición de las medidas experimentales se realiza en tres planos horizontales. En el primer plano el centro del volumen de medida queda a 53 mm del techo, que es la distancia más próxima al techo que las dimensiones del anemómetro permiten. Se toman medidas en dos planos horizontales más, a 106 mm y 159 mm del techo.

En cada plano horizontal se toman medidas de la velocidad en un cuadrado de 1200 mm \times 1200 mm, cada 50 mm; en total 625 medidas por plano. En cada punto se miden 600 valores de la velocidad en un minuto y el valor final es la media de todos ellos. Con estas medidas se caracteriza el campo de velocidad cercano del difusor.

Los ejes considerados para la toma de datos son los esquematizados en la Fig. 34. En la Tabla 13 se señalan los puntos de muestreo.

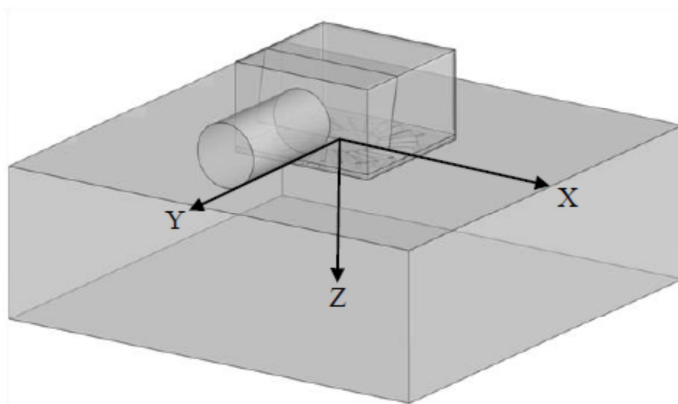


Fig. 34. Sistema de referencia para la toma de datos.

Tabla 13. Toma de datos de velocidad.

Plano	X min (mm)	X max (mm)	ΔX (mm)	Y min (mm)	Y max (mm)	ΔY (mm)	Z (mm)	Total puntos
1	-600	600	50	-600	600	50	53	625
2	-600	600	50	-600	600	50	106	625
3	-600	600	50	-600	600	50	159	625

El proceso seguido para la obtención de datos experimentales, se describe en los siguientes pasos:

- Ubicación del sistema de posicionamiento en el punto que comiencen las medidas.
- Colocación del anemómetro tapado y realizar las conexiones requeridas.
- Iniciar el programa de adquisición de datos desde el ordenador, y establecer el cero de velocidades.
- Poner en marcha el ventilador y ajustar el caudal requerido.
- Destapar el anemómetro, iniciar el programa de datos, fijar el modo de toma de medidas.
- Esperar a que el flujo alcance el régimen estacionario e iniciar la toma de datos.

6.6 Medidas experimentales. Campo fluido cercano al difusor

En primer lugar se presentan las figuras de las medidas experimentales del campo de velocidades cercano al difusor para las dos configuraciones de plénum de conexión, con entrada lateral y con entrada superior. Se comentan y explican las posibles causas de las diferencias que existen entre ambas configuraciones.

6.6.1 Plénum tipo A

La Fig. 35 representa, en el plano horizontal más cercano al difusor, los contornos de velocidad y las líneas de corriente para el plénum con entrada lateral (tipo A).

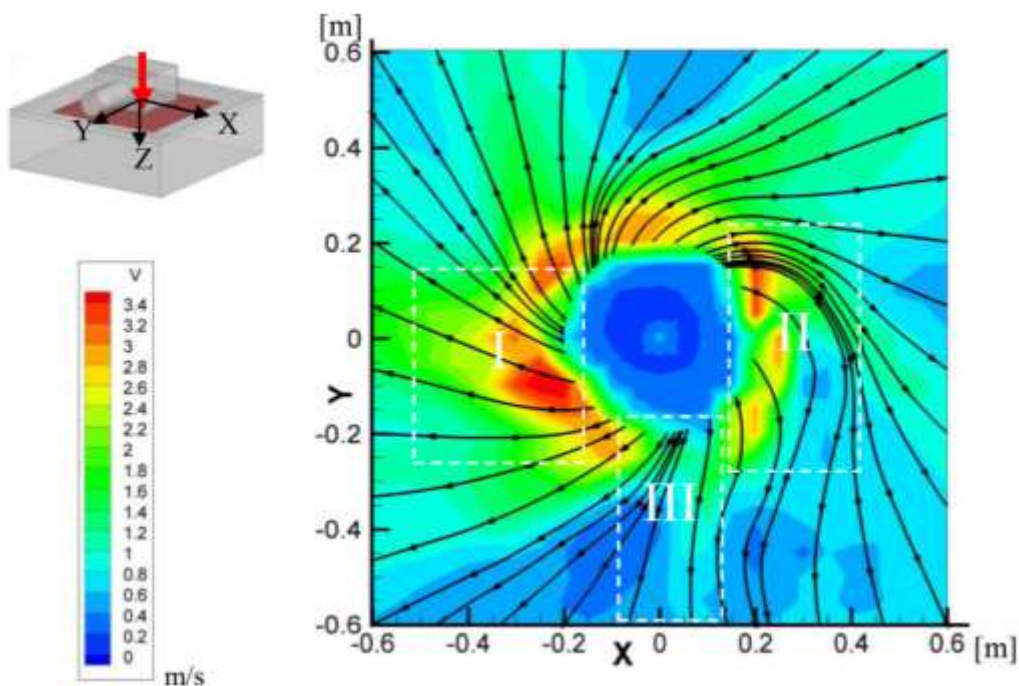


Fig. 35. Módulo de velocidad experimental en una plano $z = 53$ mm para el plénum tipo A.

En este primer corte horizontal (plano $z = 53$ mm) se aprecia que la tendencia del aire a la salida del difusor es seguir una dirección radial con una cierta componente tangencial debida a la inclinación de las ranuras del difusor.

Se representa en la Fig. 36 el campo de velocidades en un plano vertical. Se observan dos efectos importantes del patrón de flujo en las cercanías del difusor: el chorro de pared y el efecto de succión.

En el caso de un chorro libre el diámetro y el gasto másico de aire en el chorro aumenta por el efecto del arrastre lateral en la capa de mezcla, producido por la depresión en el interior del chorro. Si el chorro evoluciona casi paralelo a una superficie la depresión hace que el chorro se deflecte hacia la superficie y evolucione paralelo a la misma, es lo que se conoce como efecto Coanda. Este efecto se aprecia en la Fig. 36 donde las líneas de corriente ascienden acercándose a la pared conforme el aire progresa en la dirección radial.

El efecto de succión se aprecia en la parte central del plano, en torno a $y = 0$, donde las líneas de corriente tienen dirección ascendente. El patrón de flujo es ascendente en la zona central del difusor y mayoritariamente radial en el contorno del difusor

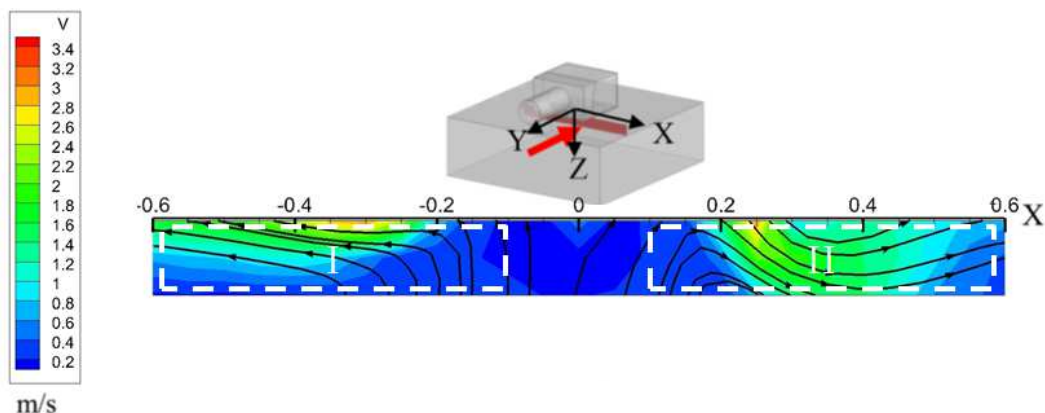


Fig. 36. Campo del módulo de velocidad medido. Plénum tipo A. Plano $y = 0$ mm.

Las diferencias entre las zonas I, II y III, marcadas en la Fig. 35 y la Fig. 36, son consecuencia de la configuración asimétrica de la zona interior del conjunto formado por el plénum y el difusor debido a la geometría de las lamas.

En la zona I la velocidad es más elevada (Fig. 35) y el efecto del chorro de pared es más acusado (Fig. 36). Una posible explicación es que en esta zona las lamas estén orientadas a favor de la dirección de entrada de aire al plénum.

En la zona II, se puede observar que el aire no sale tan pegado a la pared (Fig. 36), su velocidad radial es menor y tiene mayor rotación a la salida (Fig. 35). Una consecuencia de que salga menos pegado a la pared puede verse en la Fig. 37 (plano $z = 106$ mm) donde la velocidad en la zona II es más elevada que en la zona I, que el aire sale prácticamente pegado al techo. Una posible explicación es la orientación de las lamas. Si las lamas están entre el chorro de aire de entrada al plénum y la ranura: el aire no pasa directamente por la ranura sino que recircula en el plénum, entrando posteriormente con una componente de rotación.

La zona III es la zona más próxima a la zona de entrada del conducto en el plénum. La velocidad de salida en esa zona es baja (Fig. 35). Puede deberse a que esa zona está más remansada en la entrada de la caja debido a la rejilla, justo encima de esta zona del difusor. Esto produce que el flujo salga con menor velocidad.

En cualquier caso, la interpretación del flujo dentro del plénum es difícil por la gran cantidad de factores que intervienen y la complejidad de la geometría del plénum tipo A.

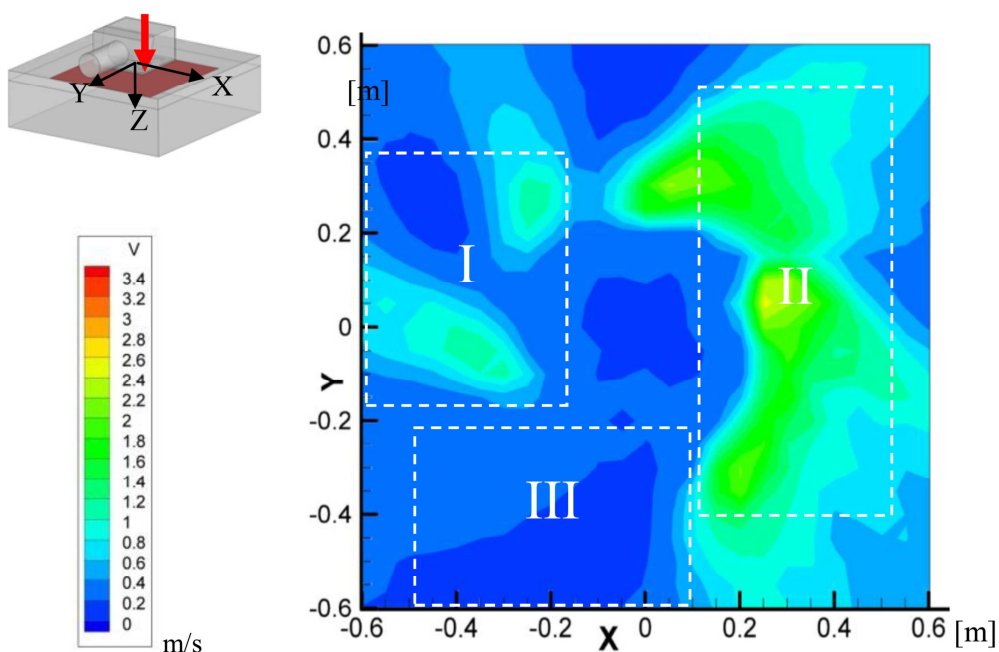


Fig. 37. Campo del módulo de velocidad medido. Plénum tipo A. Plano $z = 106$ mm.

6.6.2 Plénum tipo B

Se muestran ahora los contornos de velocidad cuando se utiliza el plénum de conexión con entrada en la parte superior.

La Fig. 38 presenta el campo de velocidad en un plano horizontal cercano al difusor con el plénum B. El aire que sale del difusor se aleja en dirección radial,

con una componente rotacional mucho menor que en caso anterior. El aire llega más directo al difusor, al entrar normal al mismo y sin la interferencia de una rejilla perforada.

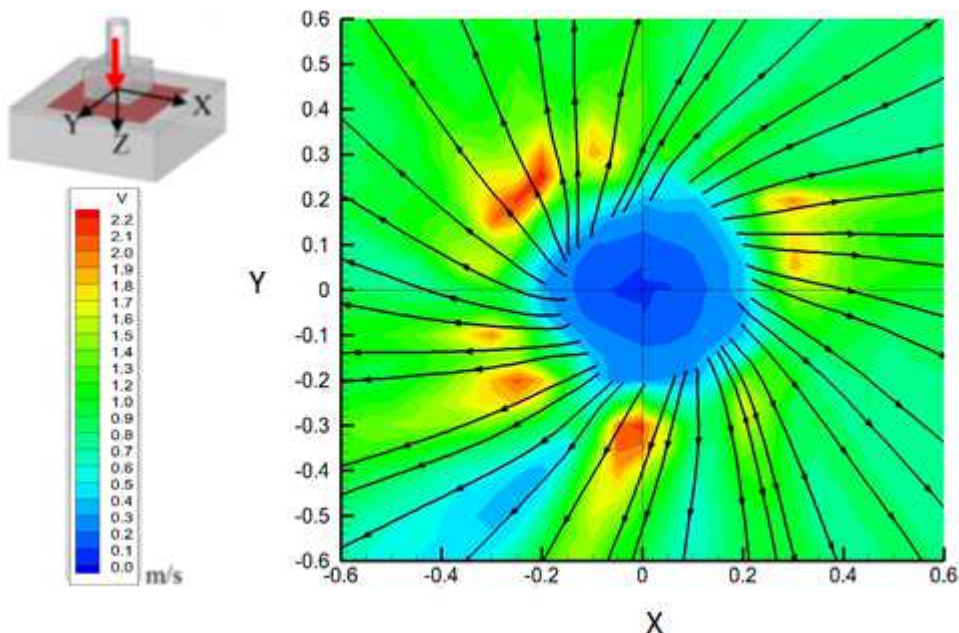


Fig. 38. Campo del módulo de velocidad medido. Plénum tipo B. Plano $z = 53$ mm.

Si se representa ahora el contorno de velocidades en un plano horizontal más alejado del difusor, $z = 106$ mm, (Fig. 39) se observa que la velocidad disminuye en mayor medida que para el plénum tipo A. Con el plénum tipo B, el efecto del chorro de pared es mucho más acusado, el chorro se “pega” más al techo y la velocidad a 106 mm de la pared es muy baja siendo difícil medir en planos más alejados de 106 mm del techo. A medida que el chorro evoluciona radialmente disminuye su espesor y aumenta su velocidad, de ahí que el contorno de la Fig. 38 muestre un ligero aumento de la velocidad.

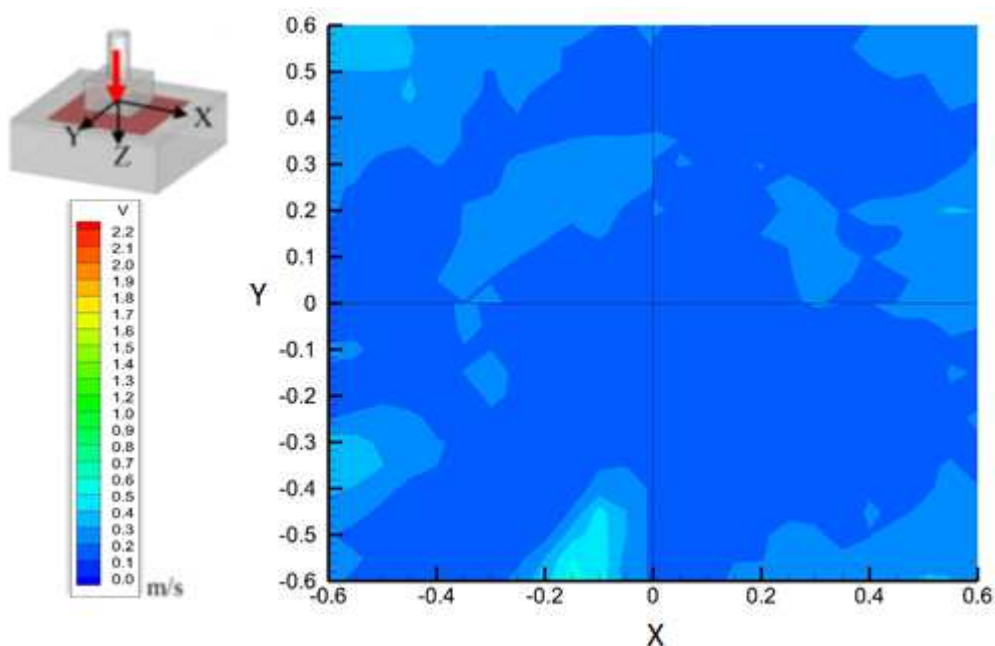


Fig. 39. Campo de velocidad medido. Plénum tipo B. Plano $z = 106$ mm.

6.7 Modelo numérico del difusor

En este apartado se describen los parámetros más importantes específicos de las simulaciones llevadas a cabo en esta validación: geometría, malla y condiciones de contorno. El modelo numérico, turbulencia, función de pared, esquema de interpolación, etc. es el mismo descrito en el capítulo 4.

Se llevan a cabo tres simulaciones. Una simulación con el plénum A, otra simulación con el plénum B, y una tercera simulación donde se considera el difusor sin plénum. En este tercer caso como condiciones de contorno se utiliza una velocidad uniforme en la dirección de las lamas.

6.7.1 Simulación con plénum tipo A

En esta simulación se reproduce el plénum con el difusor al completo, imponiendo la condición de contorno en la entrada del plénum.

6.7.1.1 Geometría

Para llevar a cabo la simulación se necesita discretizar el plénum, el difusor al completo con las lamas interiores y un espacio de dimensiones de 1.8 m x 1.8 m x 0.6 m. a la salida del difusor. Esta geometría se representa en la Fig. 40.

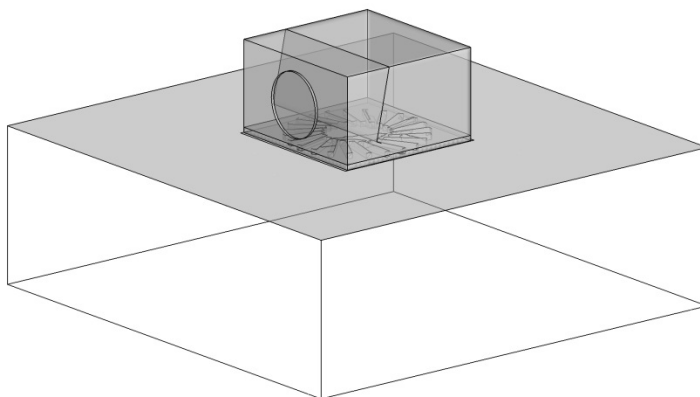


Fig. 40. Geometría simulación con plénum tipo A.

Para reproducir el efecto de la placa perforada del interior del plénum, se disponen dos planos de espesor muy pequeño y que son tratados como membranas semi porosas en la simulación.

En la Fig. 41 se muestra la malla por un corte en el plano $X=0$. Se observa cómo el interior del plénum tiene una malla más fina porque el campo fluido es más complejo debido a la presencia de la placa perforada y las recirculaciones, mientras que en la zona que está más alejada del difusor la malla requiere mucho menos detalle. La malla final tiene un tamaño de $4,8 \times 10^5$ celdas.

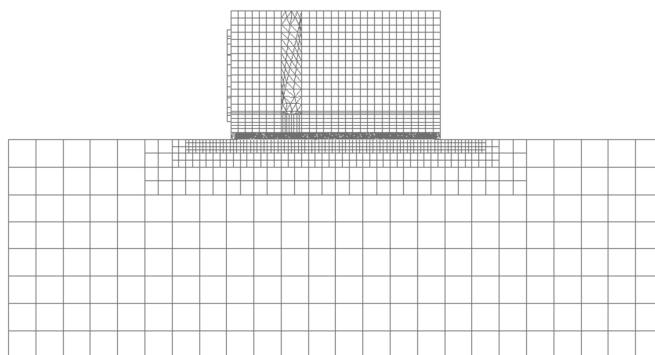


Fig. 41. Malla en el plano $X=0$

La malla es no estructurada, con celdas hexaédricas en todo el dominio salvo en la zona próxima al difusor, donde debido a la dificultad de la geometría se utilizan celdas tetraédricas (Fig. 42).

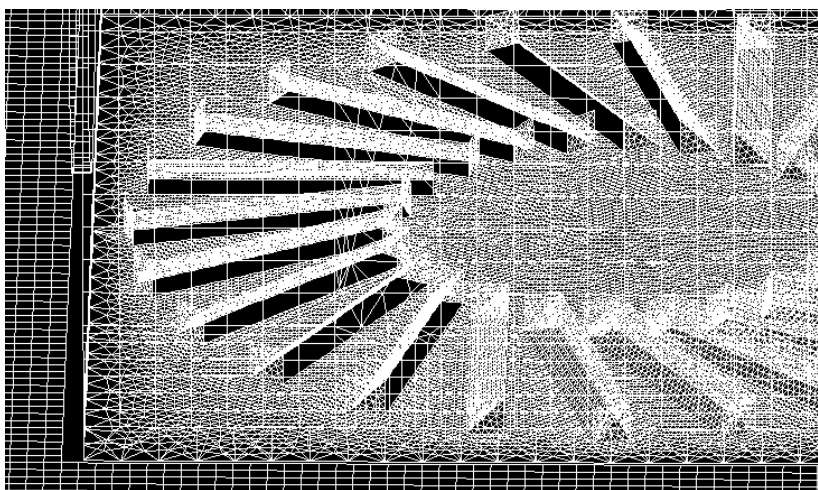


Fig. 42. Imagen detalle de la malla en la zona del difusor.

6.7.1.2 Condiciones de contorno

En el conducto de entrada al plenum (Fig. 40) se impone una condición de entrada de flujo uniforme. Mientras que como condición de salida, se impone una condición de presión en las superficies que rodean el campo fluido a la salida del difusor.

6.7.2 Simulación con plénum tipo B

En esta simulación también se discretiza el plénum con el difusor al completo y de nuevo se impone la condición de contorno en la entrada del plénum.

6.7.2.1 Geometría

La geometría en esta simulación es muy similar al caso anterior, cambiando la toma del plénum a la parte superior y eliminando la placa perforada (Fig. 43). Las dimensiones del campo fluido representado a la salida del difusor son las mismas que en el caso anterior: $1.8\text{ m} \times 1.8\text{ m} \times 0.6\text{ m}$.

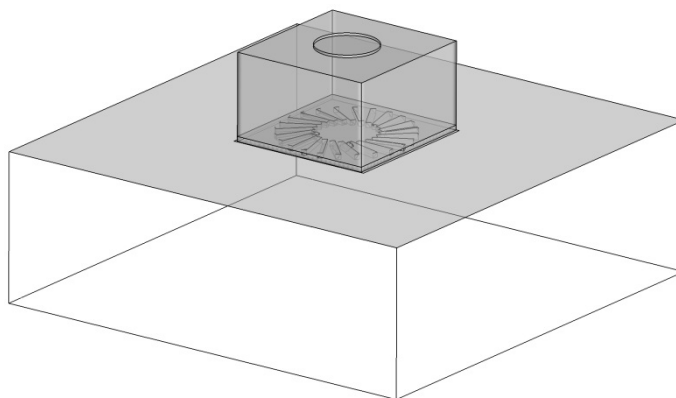


Fig. 43. Geometría simulación con plénum tipo B.

En la Fig. 44 se representa la malla en el mismo plano $X=0$. Se observa que la malla es más detallada en las mismas zonas que en el caso anterior. La malla también es no estructurada y tiene un tamaño de $4,7 \times 10^5$ celdas.

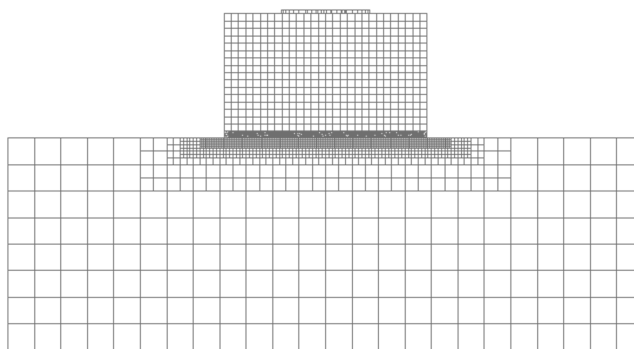


Fig. 44. Malla en el plano YZ

6.7.2.2 Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno son las mismas que en la simulación con el plénium tipo A. En el conducto de entrada al plénium (Fig. 43) se impone una condición de entrada de flujo uniforme. Mientras que como condición de salida, se impone una condición de presión en las superficies que rodean el campo fluido a la salida del difusor.

6.7.3 Simulación sin plénium

En esta simulación se estudia una posibilidad diferente para simular el difusor. Se evita simular el plénium y difusor completos y por tanto, la malla consta de un número de celdas muy inferior, requiriendo un esfuerzo computacional mucho menor. Sin embargo, imponer la condición de contorno de entrada ahora es menos simple. Esta posibilidad se compara con las otras simulaciones y los datos experimentales para su validación.

6.7.3.1 Geometría

La geometría ahora resulta más sencilla porque no se simula el plénium ni tampoco las lamás dentro del difusor (Fig. 45).

Las dimensiones del campo fluido simulado a la salida del difusor son las mismas que en los casos anteriores $1.8 \text{ m} \times 1.8 \text{ m} \times 0.6 \text{ m}$.

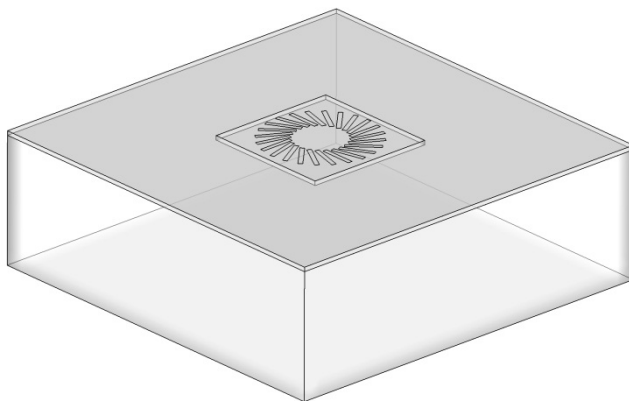


Fig. 45. Geometría simulación sin plenum.

En esta simulación la complejidad es menor debido a que no hay que discretizar el interior del plenum con las lamas del difusor (Fig. 46). En las proximidades del difusor la malla es más fina y tetraédrica. Fuera de esta zona la malla no requiere tanto detalle y es más gruesa y hexaédrica. El número final de celdas de esta malla es menor que los anteriores, $6,9 \times 10^4$.

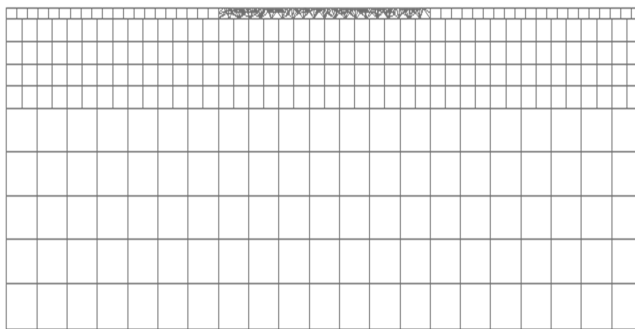


Fig. 46. Malla en el plano YZ.

6.7.3.2 Condiciones de contorno

La condición de contorno de presión a la salida en las superficies que rodean al campo fluido es la misma. La condición de contorno de entrada ahora se introduce mediante una función de usuario que impone en cada celda de las

ranuras del difusor el vector de velocidad correspondiente, en módulo, dirección y sentido.

La función sigue los siguientes pasos:

- Localización del centroide de la celda en un sistema de coordenadas centrado en el difusor, para conocer en qué posición del difusor está la celda.
- Se calcula el vector velocidad de acuerdo a su posición en el sistema de coordenadas centrado en el difusor. Se proyecta el vector en cada eje, para conocer las coordenadas del vector velocidad.
- Se substituye el valor de la velocidad en esa celda por el calculado.
- Se ejecuta una simulación preliminar para evaluar el caudal suministrado por el difusor. Se aplica, si es necesario, un factor de corrección para corregir el caudal de entrada y que coincida con el caudal medido en los ensayos. El factor de corrección corrige el módulo de la velocidad.

6.7.4 Resumen parámetros de los modelos numéricos

Los parámetros característicos de cada simulación con cada tipo de entrada son recogidos en la Tabla 14:

Tabla 14. Parámetros característicos de la simulación del difusor con plénum tipo A.

	Plénum A	Plénum B	Sin plénum
Tipo de simulación.	3D Estacionaria	3D Estacionaria	3D Estacionaria
Dimensiones campo fluido	1.8 x 1.8 x 0.6 m	1.8 x 1.8 x 0.6 m	1.8 x 1.8 x 0.6 m
Nº celdas.	481420	471858	68760
Orden de discretización.	1	2	1
Residual máximo estimado.	$1.522 \cdot 10^{-5}$	$1.4829 \cdot 10^{-3}$	$1.6389 \cdot 10^{-5}$
Caudal de aire.	604 m ³ /h	604 m ³ /h	604 m ³ /h

6.8 Resultados experimentales vs numéricos

El objetivo ahora es contrastar los datos experimentales con los calculados en la simulación y comprobar con qué fidelidad se aproximan a los valores medidos. Se muestran los resultados de la simulación comentando lo que se considera más representativo del campo fluido. Posteriormente, se contrastan los resultados, simulados y experimentales, enumerando los puntos en común y las divergencias.

Conviene recordar que el anemómetro tiene un volumen de medida, por tanto, no son medidas puntuales sino un promediado en un volumen de control. Para asegurarse que se está comparando lo mismo es necesario promediar los datos numéricos en el volumen de medida del anemómetro. Teniendo en cuenta esto los volúmenes de control promediados en cada caso son (Tabla 15):

Tabla 15. Volúmenes horizontales promediados para la comparación con la medida experimental.

Plano	X min (mm)	X max (mm)	Y min (mm)	Y max (mm)	Z min (mm)	Z max (mm)
1 (z=53 mm)	-600	600	-600	600	38	63
2 (z=106 mm)	-600	600	-600	600	91	116
3 (z=159 mm)	-600	600	-600	600	144	169

6.8.1 Comparación caso plénum tipo A

La Fig. 47 presenta un corte vertical del campo fluido en el plano $x = 0$ m, representado con los contornos del módulo de la velocidad y las líneas de corriente superpuestas.

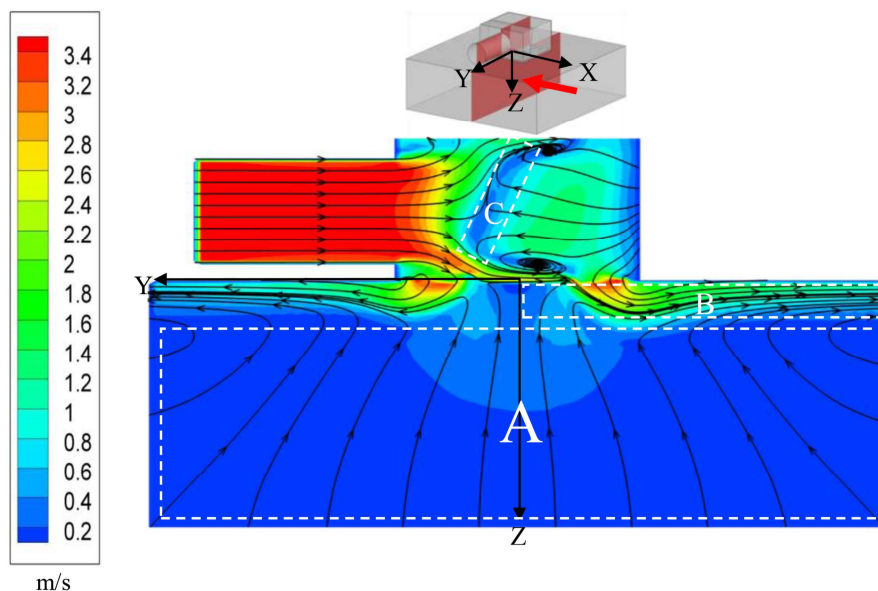


Fig. 47. Campo de velocidad simulado del plénum tipo A en un plano vertical ($x=0$).

Aguas abajo del difusor se aprecian los mismos efectos que en los campos de velocidad experimentales: chorro de pared y efecto de succión del aire de la sala hacia el difusor: la zona A se caracteriza por tener una velocidad vertical.

El aire sale del difusor pegado al techo por el efecto Coanda y succiona el aire de la sala, se aprecia en el detalle de la zona B mostrado en la Fig. 48.

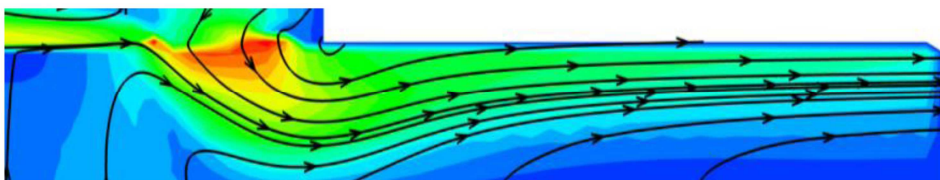


Fig. 48. Detalle del chorro del pared en el plénum tipo A en un plano vertical ($x=0$).

La zona C de la Fig. 47 corresponde con la placa perforada que hay en el interior del plénum A. Parte del fluido incidente atraviesa la placa, y otra parte no, formándose una zona de recirculación.

Si se muestran ahora los contornos de velocidad en el plano horizontal más próximo al techo ($z=53$ mm) para el campo fluido numérico, se comprueba como aparecen las mismas zonas que en el plano experimental. La Fig. 49 muestra como el aire guiado por las lamas del difusor sigue una trayectoria radial con una componente rotacional.

La zona I es la zona en la que el aire sale con mayor velocidad y la zona III, la zona de baja velocidad. Al igual que en el plano homólogo experimental es consecuencia de la geometría asimétrica del conjunto plenum y lamas del difusor.

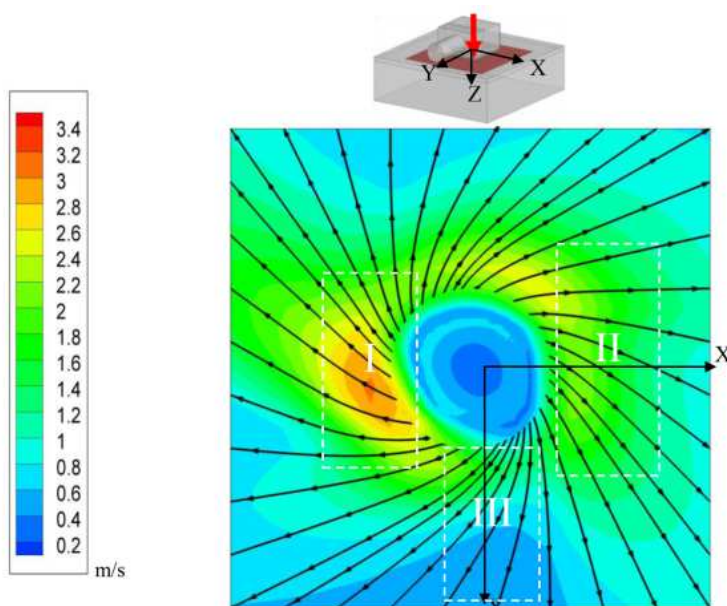


Fig. 49. Campo de velocidad simulado. Plenum tipo A. Plano $z=53$.

Se comparan ahora los resultados experimentales y numéricos. En la figura Fig. 50 se muestran juntas las Fig. 35 y la Fig. 49 para facilitar la comparación.

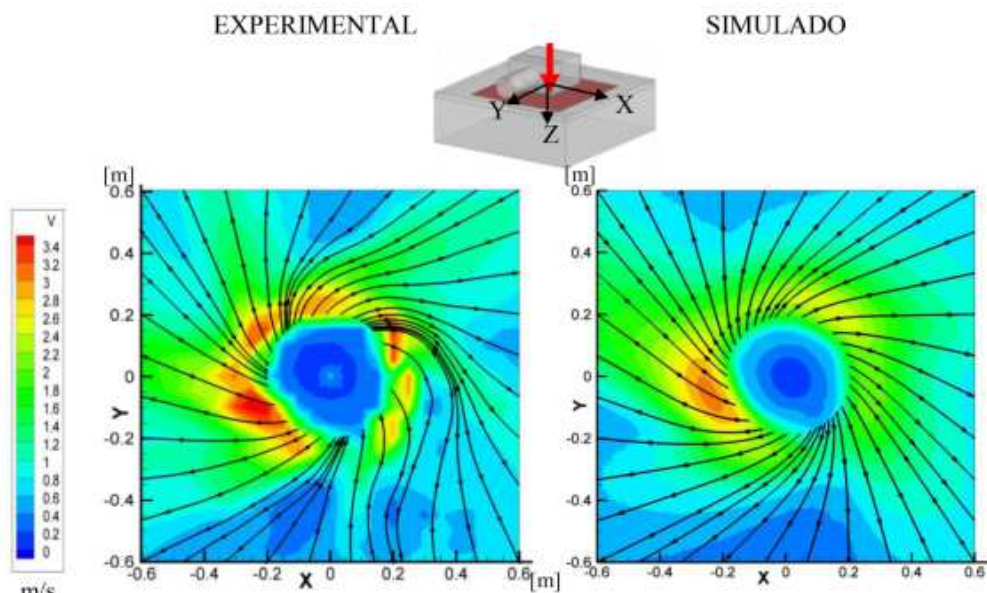


Fig. 50. Comparación del campo de velocidades experimental y simulado. Plano 1 ($z = 53$ mm).

Los campos de velocidad numérico y experimental son equivalentes tanto en patrón de flujo como en el orden de magnitud de la velocidad. Las líneas de corriente reflejan que la dirección del aire en cada punto es muy parecida en ambos casos, si bien las simulaciones predicen un campo fluido más uniforme. Igualmente sucede con los contornos del módulo de velocidad. Una posible causa de las diferencias son las posibles asimetrías debido al conducto que conecta ventilador y difusor, que se transmiten aguas abajo.

Otra diferencia es que el efecto del chorro en la zona II está sobreestimado en las simulaciones (Fig. 51). El flujo se adhiere más rápidamente al techo de lo que lo hace en la medidas experimentales. Rees (Rees et al. 2001) considera que los modelos $k-\epsilon$, como es en este caso, tienden a sobre predecir la entrada de flujo en capas de mezcla.

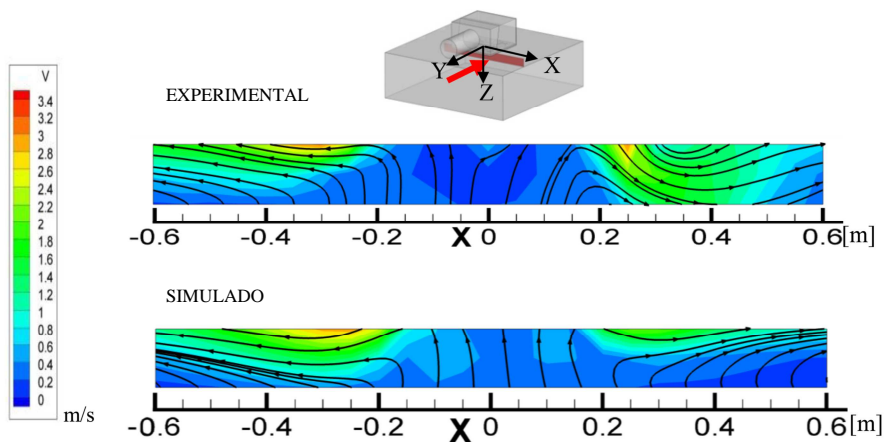


Fig. 51. Comparación del campo de velocidades experimental y simulado. Plano $y = 0$.

Se concluye a pesar de estas diferencias que la simulación es muy satisfactoria pues la semejanza de resultados es buena incluso con la geometría complicada del plénum A.

6.8.2 Comparación caso plénum tipo B

La Fig. 52 muestra el campo fluido simulado para el plano vertical $x=0$. Se observa que el flujo es simétrico porque la configuración también tiene simetría axial respecto del eje Z. El chorro de salida se pega al techo muy rápido y la mayor parte del recinto tiene flujo ascendente.

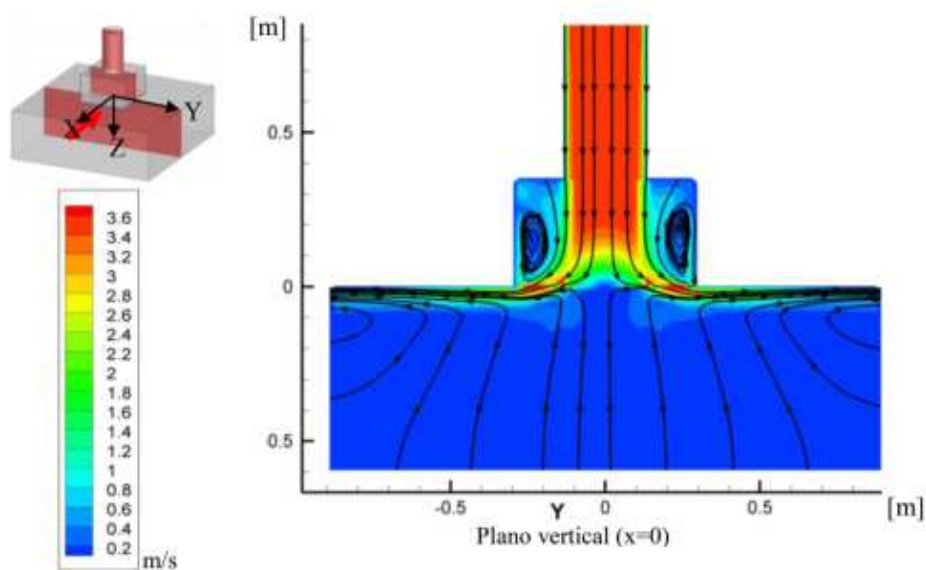


Fig. 52. Campo de velocidad simulación. Plénium tipo B. Plano vertical $x = 0$.

En la Fig. 53 se muestran conjuntamente los valores experimentales y numéricos de los contornos del módulo de la velocidad y las líneas de corriente en un plano horizontal próximo al techo ($z=53$ mm). La similitud es muy grande en el patrón del flujo en ambos planos e incluso en los valores del módulo de velocidad. El campo numérico es ligeramente más axilsimétrico que el experimental. Esta diferencia se achaca a que el chorro que llega al plénium no es perfectamente uniforme en el caso experimental y esta falta de uniformidad se refleja aguas abajo.

En la misma figura se aprecia otra diferencia, la velocidad en la zona más cercana a la salida del difusor es mayor en las simulaciones que en las mediciones experimentales. Esta diferencia podría ser debido a una sobre estimación del efecto del chorro de pared en las simulaciones.

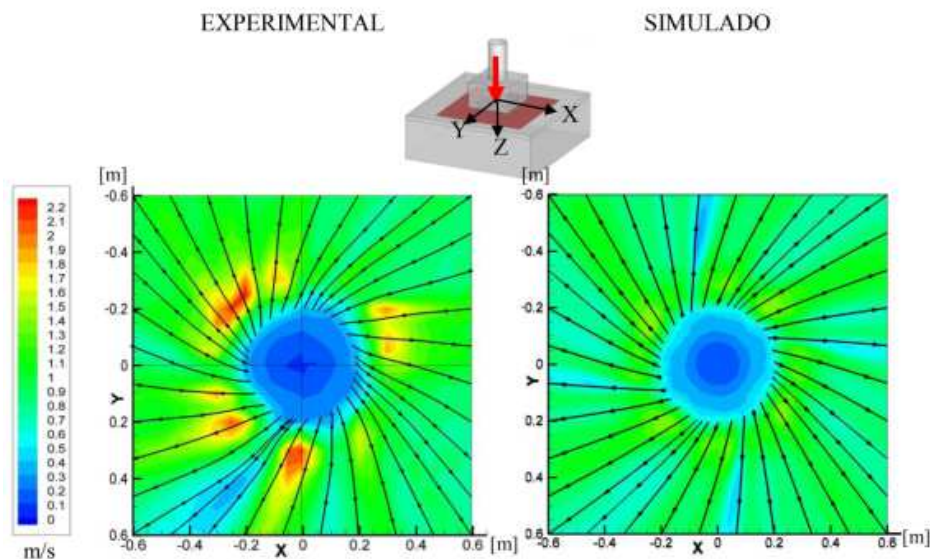


Fig. 53. Campo de velocidades experimental y numérico en el plano $z = 53$ mm.

6.8.3 Comparación del difusor sin plénum

En este caso no se ha simulado el campo fluido aguas arriba del difusor, sino que se substituye directamente la velocidad que debe tener el fluido en la salida del difusor mediante una función de usuario. El interés de esta simulación radica en averiguar hasta qué punto ésta simplificación repercute en la predicción del campo fluido generado por el difusor.

De nuevo se aprecia como el aire sale radialmente con una componente rotacional, pegado al techo por el efecto de chorro de pared y succionando el aire de la sala que asciende hacia el difusor (Fig. 54 y Fig. 55). El patrón de flujo en esta configuración es muy similar al observado en los casos anteriores.

Sin embargo, el módulo de la velocidad está subestimado. Puede deberse a pequeñas diferencias en el ángulo de salida del caudal impulsado. Otra posible causa es que se considera que el caudal sale por el área real del difusor en lugar de salir sólo por el área efectiva. Al considerar un área mayor, la velocidad de salida debe ser menor para el mismo caudal.

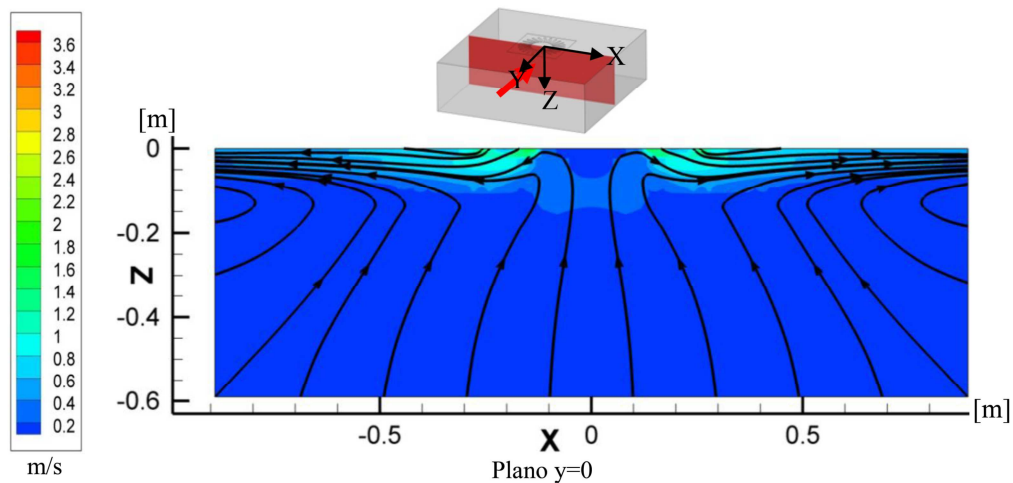


Fig. 54. Campo de velocidad numérico para el difusor sin plénum en un plano $y = 0$.

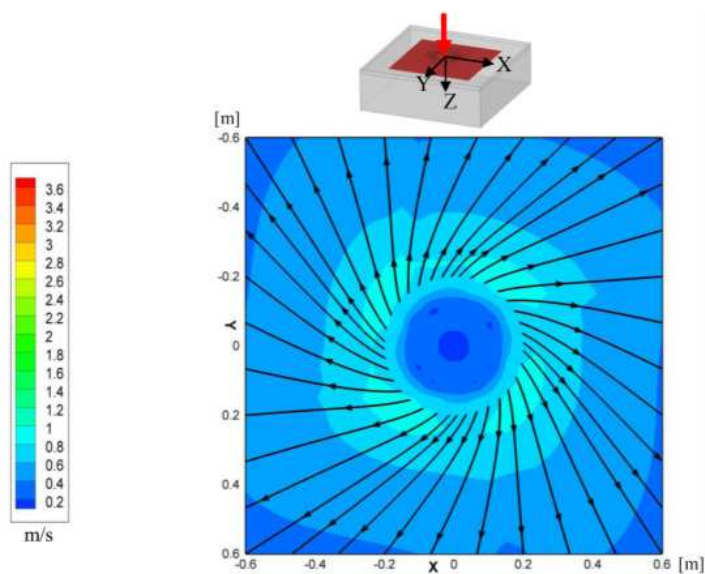


Fig. 55. Campo de velocidad numérico para el difusor sin plénum en un plano $z = 53$ mm.

6.9 Conclusiones

En este capítulo se pueden extraer conclusiones acerca de cómo es el flujo a la salida de un difusor rotacional, cómo las simulaciones representan este flujo y

por último, decidir si las simulaciones representan fielmente la realidad y, por tanto, si son válidas.

Las medidas experimentales muestran que el flujo a la salida del difusor con los plénium de conexión:

- Tiene una dirección predominantemente radial.
- Tiene una componente tangencial que es más marcada con el plénium de conexión lateral. En ambos casos esta componente tangencial se achaca a que el flujo no es uniforme a la entrada del difusor debido al conducto por el que llega el caudal de aire.
- Reproduce el chorro de pared debido al efecto Coanda.

De los resultados de las tres simulaciones mostradas en este capítulo se puede concluir que:

- La simulación con el plénium de conexión lateral representa con una buena precisión el campo fluido, salvo la mayor componente rotacional de las medidas experimentales. Una posible explicación es que en la realidad la entrada de aire no al plénium no es uniforme, afectando a la distribución dentro del mismo.
- La simulación con el plénium de entrada vertical muestra mejores resultados, siendo el campo fluido numérico muy similar al experimental. Se percibe una pequeña diferencia en el módulo de la velocidad que se achaca a la no simetría del flujo en el conducto anterior al plénium en la realidad.
- La simulación sin plénium también supone una buena aproximación a la realidad, aunque con un módulo de la velocidad menor a la salida del difusor. Se considera que es debido a la diferencia entre el área de salida del flujo y el área efectiva.

Por último en este apartado se comparan las tres simulaciones. El objetivo es evaluar si la simulación sin plénum es suficientemente fiel a la realidad.

- El patrón de flujo general es muy similar en los tres casos (Fig. 56). Aunque cabe destacar que en el caso con el plénum B el chorro de pared es más acusado y que la simulación sin plénum subestima el chorro de pared y esto se traduce en una velocidad más homogénea en todo el plano.

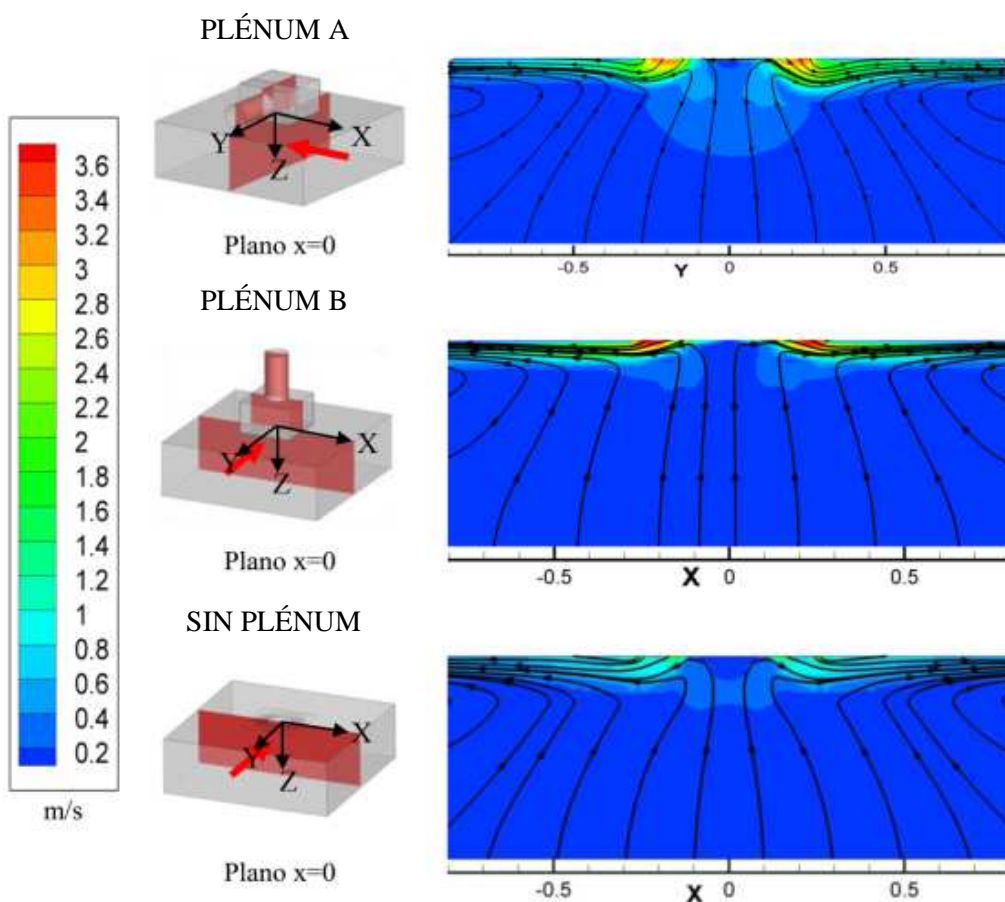


Fig. 56. Comparación campo de velocidades en las tres simulaciones. Plano vertical ($x=0$).

- En la imagen del plano $z = 53$ mm resalta la diferencia producidas por el uso de los diferentes plénum de conexión lateral o vertical (Fig. 57).

Con el plénum A el flujo se pega menos al techo, menor efecto de chorro de pared.

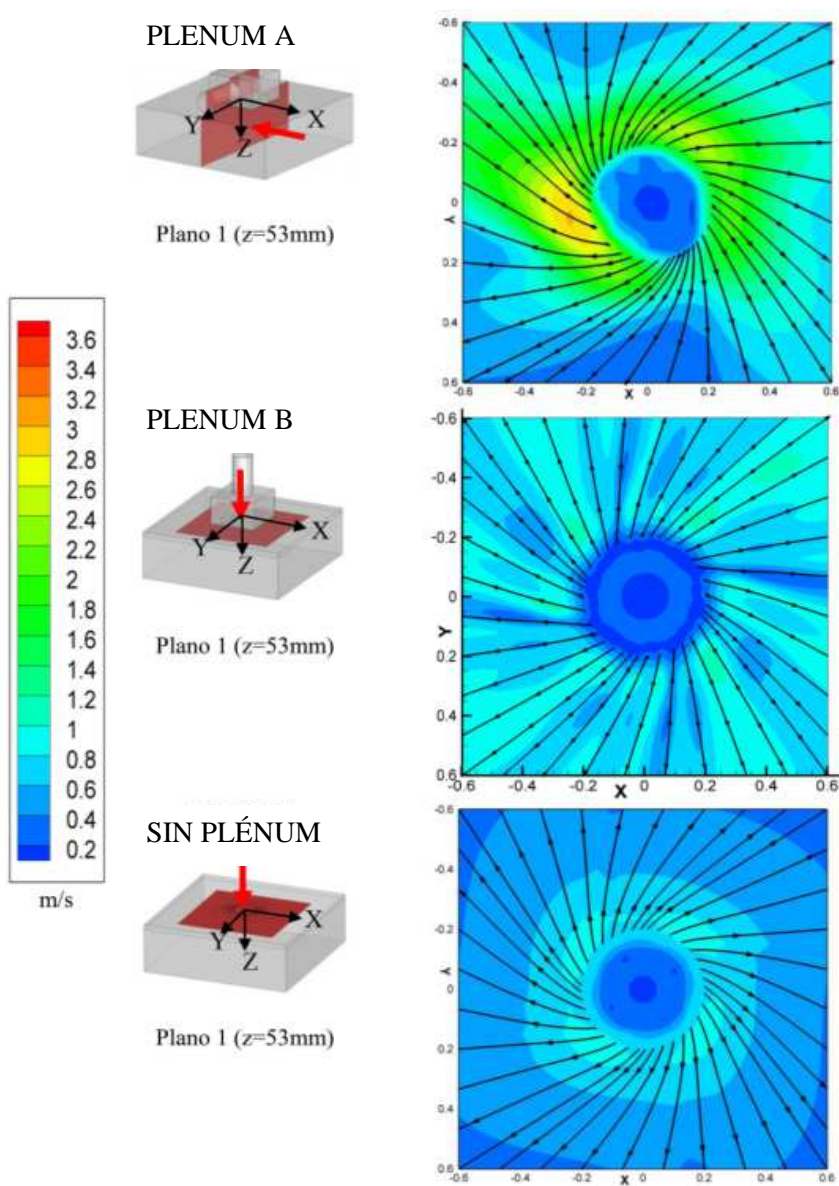


Fig. 57. Comparación campo de velocidades en las tres simulaciones. Plano 1 (z=53mm).

Después de la comparación de las medidas experimentales y estimaciones numéricas se concluye que la simulación sin plenum es suficientemente fiel a la realidad. Debido a que es la que resulta más ventajosa computacionalmente será la más apropiada.

CAPÍTULO 7

ESTUDIO CFD DE LA
VENTILACIÓN EN QUIRÓFANOS

7.1 Introducción

El modelo numérico descrito en capítulos anteriores se utiliza como herramienta para evaluar la eficiencia de la ventilación en el interior de un quirófano con dos estrategias de ventilación diferentes. En este capítulo se presentan los resultados de estas simulaciones.

El movimiento del aire y la evolución del contaminante por ende, están condicionados por los objetos y personas presentes dentro del quirófano. Aprovechando la flexibilidad de las técnicas numéricas se incluyen en el estudio elementos que se consideran influyentes en el patrón de aire dentro del quirófano, como son el personal médico (Persson et al. 2004), el paciente y la camilla de operaciones, la mesa de instrumental, equipos auxiliares, las lámparas quirúrgicas (Zoon et al. 2010, Chow et al. 2006b) así como diferentes tipos de difusores de aire (Colquhoun et al. 2003, Kameel et al. 2001, Liu et al. 2002). Los efectos térmicos también se incluyen en la simulación. El objetivo es obtener una simulación realista y conseguir que el modelo numérico sea aplicable a la mayoría de las configuraciones.

En concreto, este trabajo se centra en dos configuraciones diferentes, una con ventilación unidireccional o laminar y otra con ventilación por mezcla o turbulenta. El resto de parámetros se mantienen fijos para que sean comparables.

A continuación se describen y comparan los patrones de flujo en ambas configuraciones. Utilizando los índices de renovación de aire y eliminación de contaminante expuestos en el capítulo 3 se comparan las dos configuraciones de forma global. El estudio de deposiciones en la herida quirúrgica y en la mesa de instrumental permite comparar sus actuaciones de forma local.

7.2 Descripción del campo fluido

7.2.1 Quirófano unidireccional

En primer lugar se presentan resultados en un plano vertical que corta a la camilla de operaciones longitudinalmente por el centro y divide al quirófano en dos partes casi simétricas y se corresponde con el plano $X = 0$ indicado en la Fig. 58.

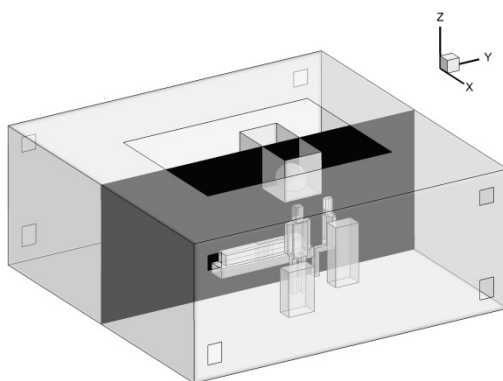


Fig. 58 Plano $X = 0$ en el quirófano unidireccional.

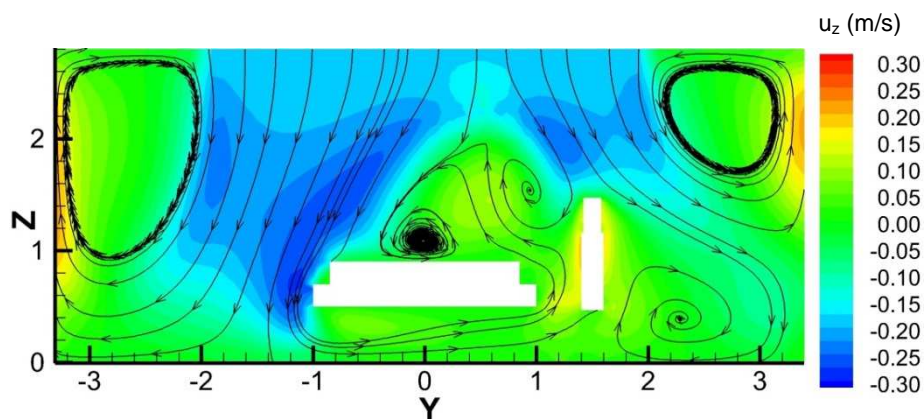


Fig. 59 Contornos de velocidad vertical y líneas de corriente promediadas en el tiempo en el plano $X = 0$.

La Fig. 59 presenta los contornos de la componente vertical de la velocidad y las líneas de corriente promediadas en el tiempo, apreciándose el

patrón de flujo típico del quirófano unidireccional. Un chorro unidireccional de gran tamaño barre la zona ocupada por personal sanitario y la camilla con el paciente, sin embargo la estela de las lámparas provoca un defecto de velocidad aguas abajo en la zona central y origina que se pierda la unidireccionalidad del flujo.

La Fig. 60 muestra el detalle de la zona central en tres instantes en intervalos de dos segundos apreciándose así que el flujo no es estacionario en esta zona.

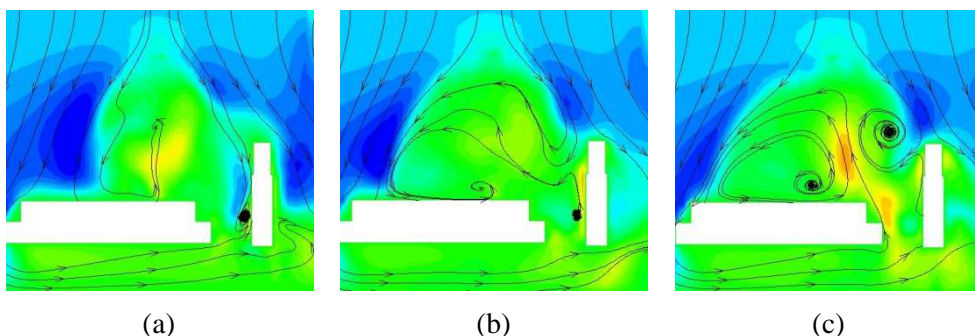


Fig. 60 Detalle de la zona central en (a) t_0 , (b) t_0+2s , (c) t_0+4s

En este plano aparece el médico anestesista, a pesar de ser una fuente de calor, no se aprecia pluma térmica porque el chorro unidireccional que incide sobre este miembro del personal impide su formación y progreso. Por otro lado, cabe esperar que en la posición de sentado la pluma térmica sea menos intensa.

En la Fig. 61 se aprecia el efecto del patrón de flujo sobre la distribución media de contaminante en el plano $X = 0$. Se aprecia una acumulación de contaminante debajo de las lámparas y en las proximidades de la cabeza del anestesista. El contaminante generado por el anestesista es en parte arrastrado hacia abajo y alejado de la zona de la camilla por la corriente de aire procedente del difusor, tal y como se pretende con este sistema de ventilación. Otra parte del contaminante generado sí se mueve hacia la zona de la camilla. El defecto de

velocidad debido a la estela de las lámparas en esa zona provoca que el contaminante pueda evolucionar en esa dirección.

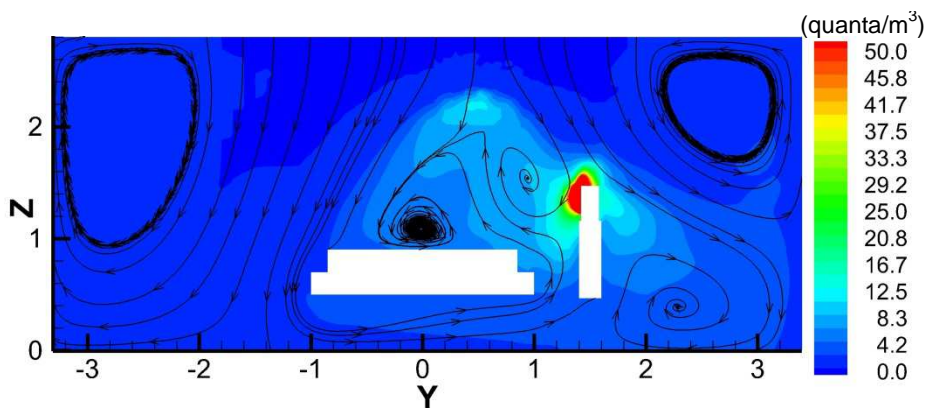


Fig. 61 Contornos de concentración de contaminante y líneas de corriente promediados en el tiempo en el plano $X = 0$ m.

Se muestran a continuación resultados en el plano $Y = 0.5$ m. Es un plano vertical perpendicular al anterior que corta por la mitad a ambas lámparas y a los médicos 1 y 2 (Fig. 62).

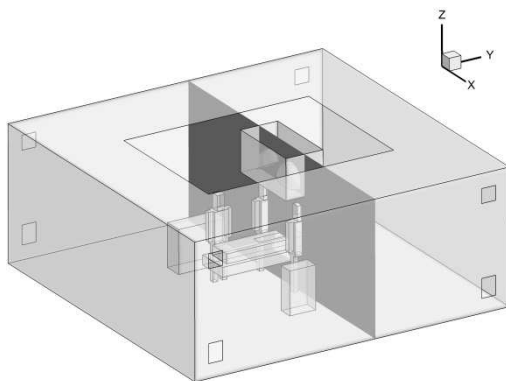


Fig. 62 Plano $Y = 0.5$ en el quirófano unidireccional.

La Fig. 63 presenta los contornos de la componente vertical de la velocidad y las líneas de corriente promediadas en el en el plano $Y = 0.5$ m. En esta imagen queda patente que el flujo está muy perturbado por la presencia de las lámparas que bloquean el flujo unidireccional y como consecuencia lo desvían de la zona del sitio quirúrgico. Este bloqueo permite evolucionar a la pluma térmica de los miembros del personal que aparecen en la Fig. 63 (médico 1, a la derecha, y médico 2, izquierda). La pluma térmica genera una corriente de aire ascendente suficientemente intensa como para deflectar a la altura de las lámparas el chorro vertical descendente generado por el difusor unidireccional del techo (Hartung et al. 1998). Como se aprecia en la Fig. 63 en la zona limitada por las lámparas, los médicos 1 y 2 y la mesa de operaciones, domina una corriente de aire vertical ascendente, de sentido contrario al deseado

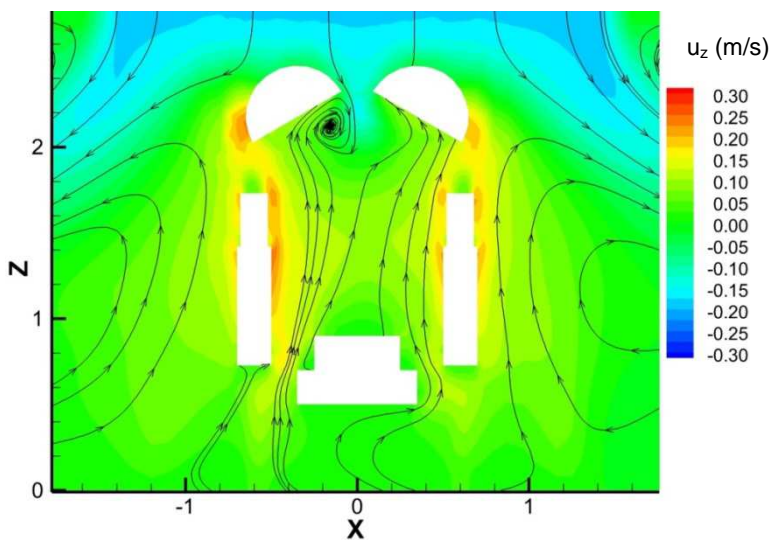


Fig. 63 Contornos de velocidad vertical y líneas de corriente promediados en el tiempo en el plano $Y = 0.5$ m.

La Fig. 64 muestra el campo de concentración de contaminante junto con las líneas de corriente promediados en el tiempo. La tendencia del contaminante en la zona debajo de las lámparas es ascendente, consecuencia del patrón de flujo comentado en el párrafo anterior, dando lugar a una intensa concentración de contaminante sobre los médicos 1 y 2 y alrededor de las lámparas.

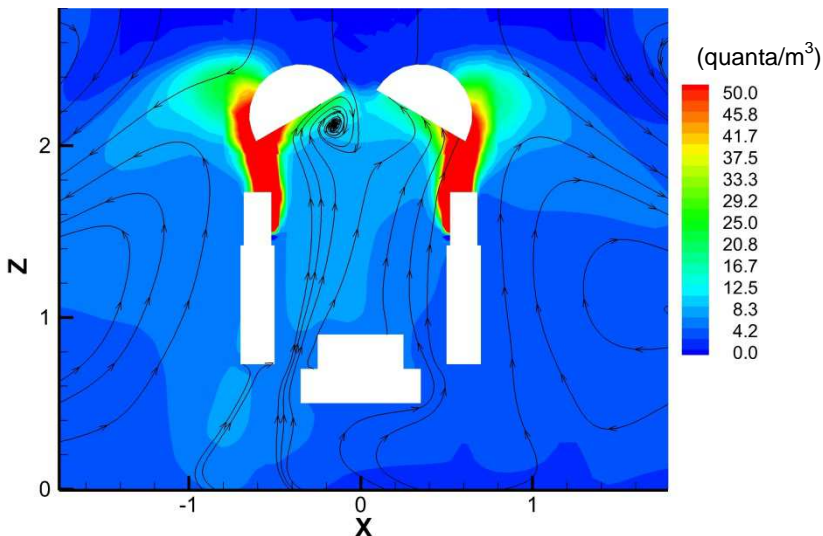


Fig. 64 Contornos de concentración de contaminante y líneas de corriente promediados en el tiempo en el plano $Y = 0.5$ m.

La Fig. 65 muestra los contornos de concentración de contaminante con las líneas de corriente superpuestas en instantes sucesivos separados dos segundos. La secuencia de imágenes permite apreciar el carácter no estacionario del movimiento en esta zona, sin duda debido al movimiento oscilante tanto de la estela de las lámparas como de las plumas térmicas sobre los médicos 1 y 2.

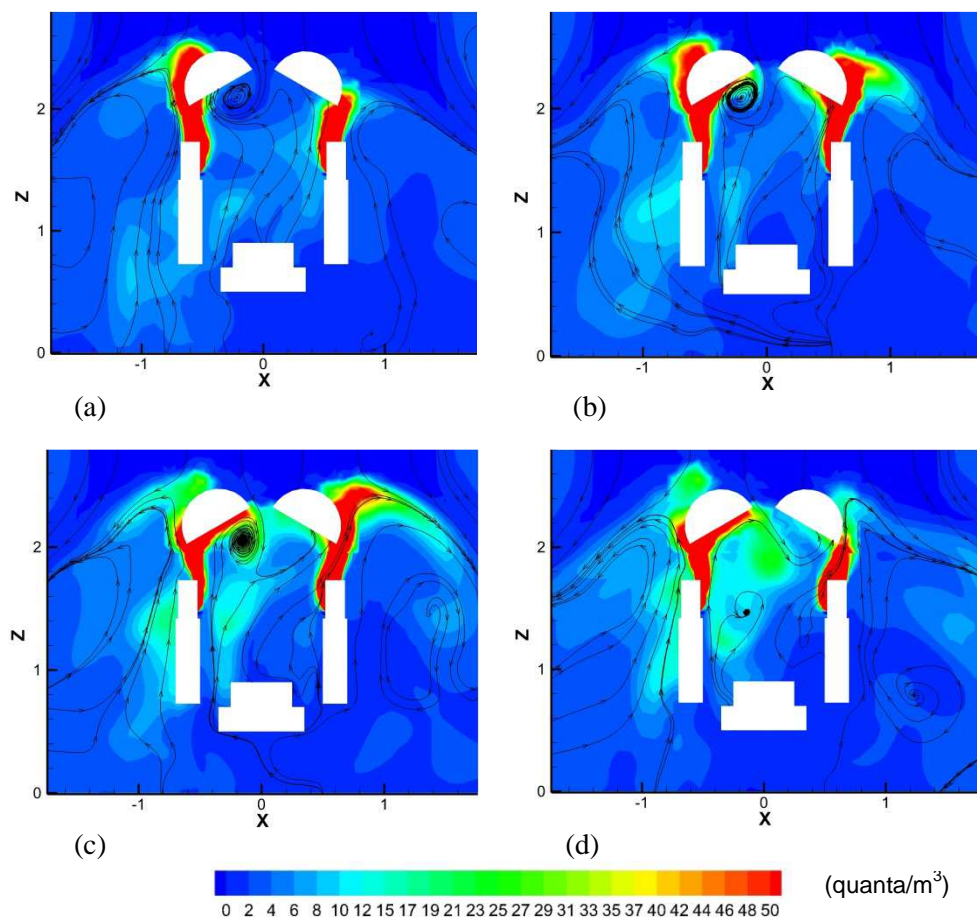


Fig. 65 Contornos de concentración de contaminante y líneas de corriente en el plano $Y = 0.5$ m. Quirófano unidireccional. Instantes (a) t_0 , (b) t_0+2s , (c) t_0+4s , (d) t_0+6s .

El médico 3 no está afectado por las estela de las lámparas, para analizar el flujo en su zona de influencia se muestran resultados en un plano vertical $Y = -0.5$ m (Fig. 66).

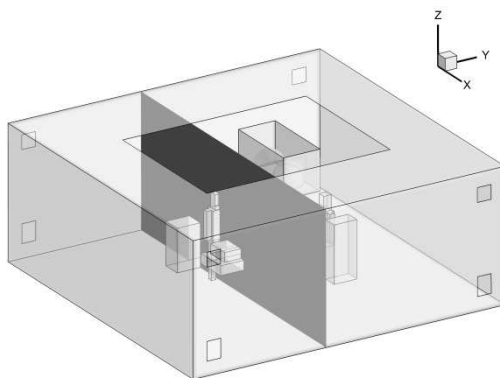


Fig. 66 Plano Y = -0.5 m en quirófano unidireccional.

En la Fig. 67 se muestran los contornos de concentración de contaminante junto con las líneas de corriente promediados en el tiempo. El patrón de flujo en el entorno del médico 3 conserva su unidireccionalidad y sentido descendente, no se ve perturbado por la presencia de las lámparas y además es capaz de impedir la formación de la pluma térmica sobre el médico, como se ha observado anteriormente. Como consecuencia el contaminante es arrastrado hacia abajo y alejado de la zona de la camilla.

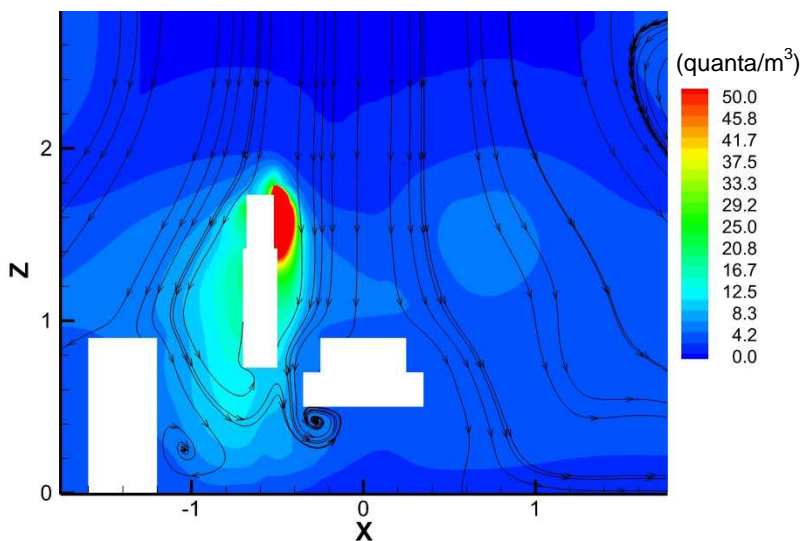


Fig. 67 Contornos de concentración de contaminante y líneas de corriente promediados en el tiempo en el plano Y = -0.5 m.

7.2.2 Quirófano de mezcla

Se presentan en esta sección los resultados sobre el patrón de flujo para el quirófano de flujo de mezcla. La primera imagen muestra el campo de velocidades promediado en el plano $Y = 0.5 \text{ m}$ (Fig. 68). En este caso se consideran más representativos los contornos del módulo del vector velocidad. En el quirófano de mezcla no se busca un flujo descendente al contrario que en el quirófano unidireccional, sino una mezcla eficaz.

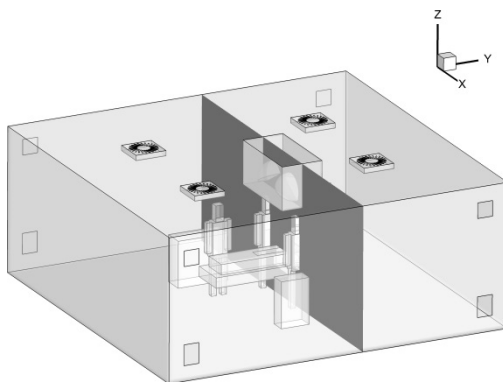


Fig. 68 Plano $Y = 0.5 \text{ m}$ en quirófano de flujo de mezcla.

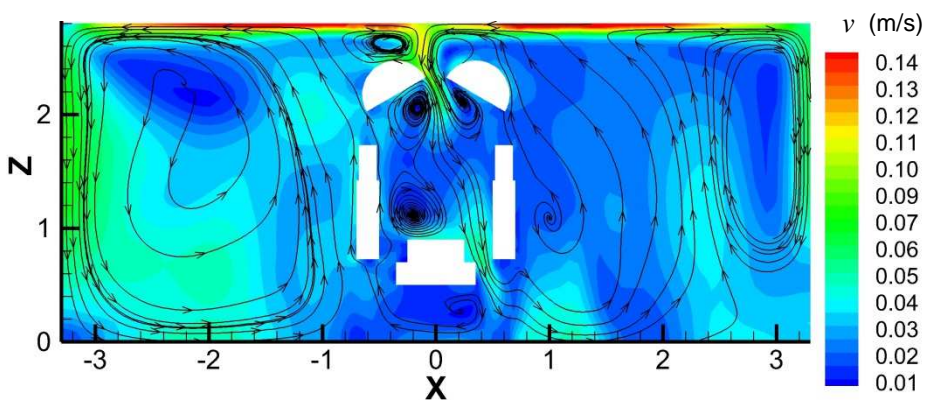


Fig. 69 Contornos del vector velocidad y líneas de corriente promediadas en el tiempo en el plano $Y = 0.5 \text{ m}$.

En la Fig. 69 se comprueba que existe un patrón de flujo de mezcla. Los difusores rotacionales impulsan el aire pegado al techo por efecto Coanda. Este aire llega hasta las paredes y baja paralelo a las mismas hasta el suelo. En el centro se produce el efecto de succión que provoca un flujo ascendente, generándose dos grandes recirculaciones de aire (capítulo 6).

En la zona del techo entre los cuatro difusores, los chorros de pared creados por los difusores se encuentran, chocan y se deflectan hacia abajo. El aire deflectado pasa entre las lámparas formándose un flujo oscilante.

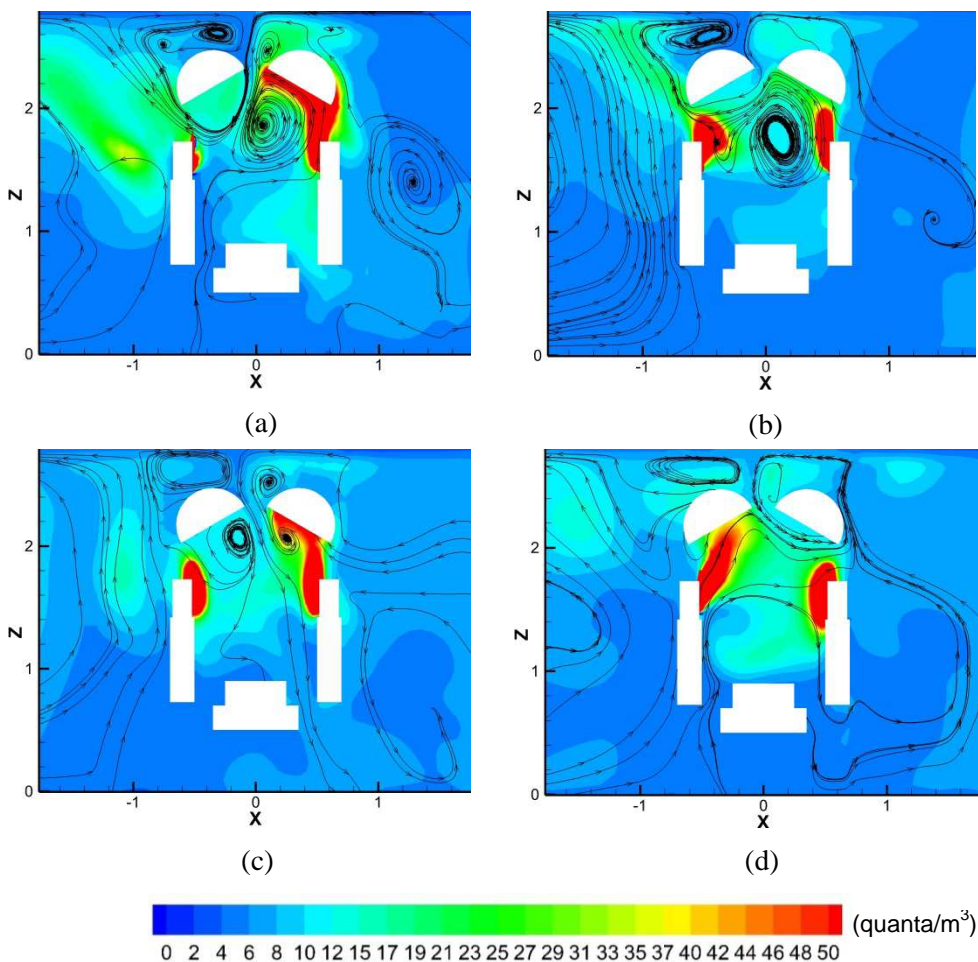


Fig. 70 Contornos de concentración de contaminante y líneas de corriente en el plano $Y=0.5$ m. Quirófono de mezcla. Instantes (a) t_0 , (b) t_0+10s , (c) t_0+20s , (d) t_0+30s .

La Fig. 70 muestra la distribución de contaminante para el quirófano de mezcla en la zona entre las lámparas en cuatro instantes de tiempo sucesivos separados 10 segundos. El flujo entre los médicos 1 y 2, la mesa de operaciones y las lámparas quirúrgicas es altamente no estacionario. Igual que en el caso unidireccional se observa un flujo principalmente ascendente en esta zona debido probablemente a la presencia de las lámparas que permiten evolucionar la pluma térmica de los miembros del personal. Sin embargo, en este quirófano el flujo es desordenado y las plumas térmicas no crecen tanto como en el caso unidireccional.

La Fig. 72 presenta los contornos de concentración en el plano $Y = -0.5$ m (Fig. 71) donde aparece el médico 3. La pluma térmica del médico 3 es barrida por el flujo de ventilación porque no está influenciada por el efecto de las lámparas.

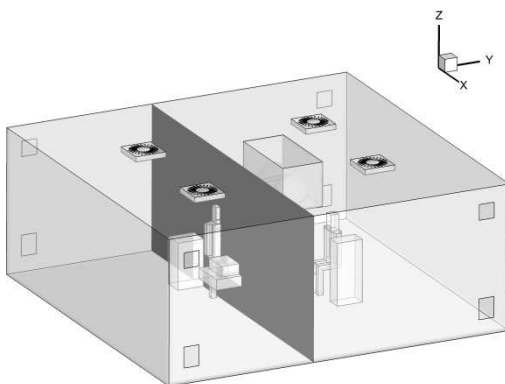


Fig. 71 Plano $Y = -0.5$ m en quirófano de mezcla.

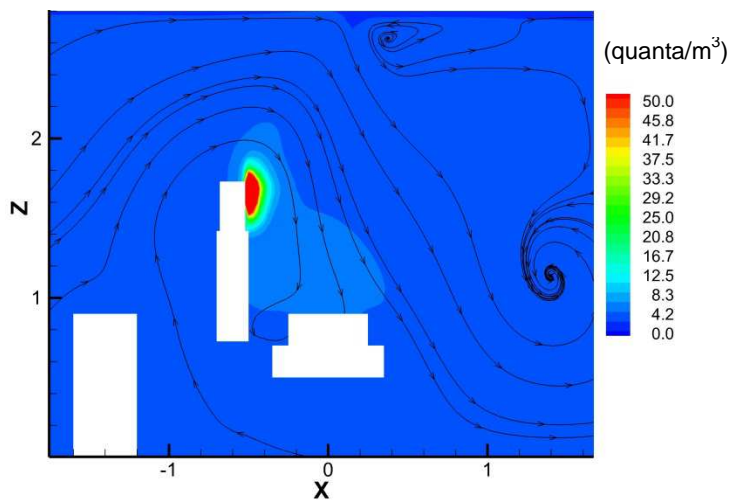


Fig. 72 Contornos de concentración de contaminante y líneas de corriente promediados en el tiempo en el plano $Y = -0.5$ m.

Para finalizar el análisis del quirófano de mezcla se muestra en el plano $X = 0$ (Fig. 73) la distribución de contaminante junto con las líneas de corriente promediadas en el tiempo.

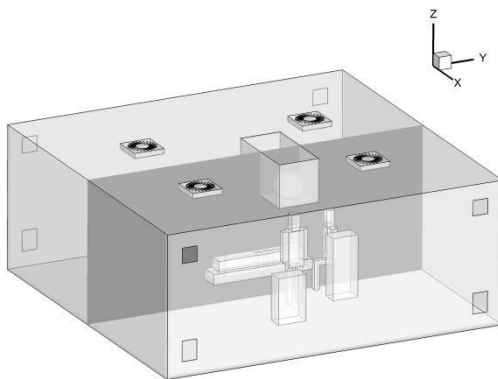


Fig. 73 Esquema plano $X = 0$ m quirófano de flujo de mezcla.

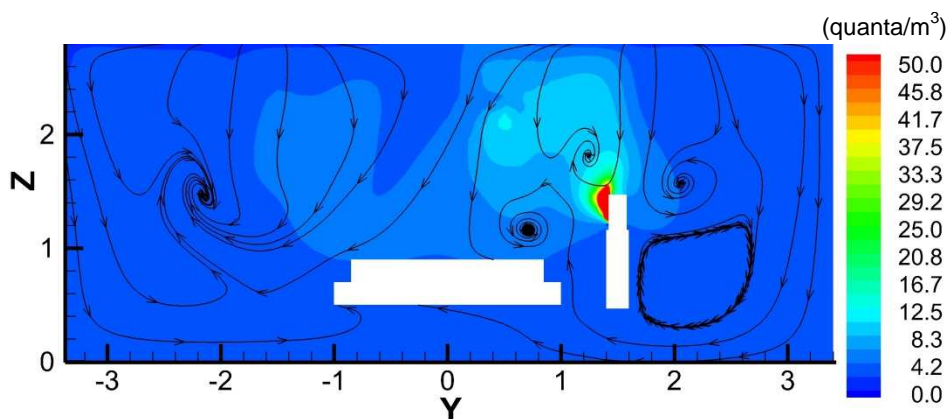


Fig. 74 Contornos de concentración de contaminante y líneas de corriente promediadas en el tiempo en el plano $X = 0$ m.

La Fig. 74 muestra junto con la distribución de contaminante, las líneas de corriente promediadas en el tiempo en el plano $X = 0$. Se muestra que no es una mezcla perfecta, habiendo mayor concentración de contaminante en la zona central donde están los miembros del personal y reduciéndose cuando se separa de la zona de la camilla. Las líneas de corriente son descendentes en todo el plano debido a que, al ser un plano equidistante de los difusores, se encuentran los chorros de pared generados por los difusores y se deflectan hacia el suelo como ocurría en el plano $Y = 0.5$ m. Se observan también varias zonas de velocidad baja con recirculación.

7.2.3 Comparación quirófano unidireccional y quirófano de flujo de mezcla

En la zona entre las lámparas en el quirófano de mezcla el flujo ascendente de contaminante no es tan marcado como en el quirófano unidireccional. Las plumas térmicas, en el flujo de mezcla no pueden evolucionar tanto y no arrastran tanto caudal.

En el quirófano de flujo de mezcla el patrón de flujo hace que la distribución de contaminante también sea más homogénea que en el quirófano unidireccional. Además, las variaciones temporales de las magnitudes del problema son menores que en el quirófano unidireccional. Esto queda de

manifiesto si se realiza un estudio estadístico de la variación temporal de las deposiciones en el sitio quirúrgico o herida quirúrgica y en la mesa de instrumental para las dos configuraciones (Tabla 16 y Tabla 17).

Tabla 16. Distribución estadística de la deposición de contaminante en la herida quirúrgica.

	Media (quanta/s $\times 10^{-4}$)	Desviación típica (quanta/s $\times 10^{-4}$)	Coefficiente variación (-)
Quirófano unidireccional	5.31	2.25	0.424
Quirófano de mezcla	8.88	2.48	0.279

Tabla 17. Distribución estadística de la deposición de contaminante sobre la mesa de instrumental.

	Media (quanta/s $\times 10^{-4}$)	Desviación típica (quanta/s $\times 10^{-4}$)	Coefficiente variación (-)
Quirófano unidireccional	14.4	9.97	0.690
Quirófano de mezcla	22.04	1.53	0.070

El coeficiente de variación es el cociente entre la desviación típica y la media, es decir, mide la dispersión de la distribución relativa a la media. En el caso de la deposición en la herida, el coeficiente de variación en el caso unidireccional es un 42 % y en el caso de mezcla un 28 %. Esto quiere decir que la dispersión en el caso unidireccional es mayor. En el caso de la deposición en la mesa de instrumental, la diferencia es todavía mucho más acusada, 69 % frente al 7 %, debido a que esta zona está más alejada de la influencia de las lámparas.

En general se puede observar que la concentración de contaminante es baja en ambas configuraciones cuando se sale de la zona de influencia de las lámparas

7.3 Eficiencia de la ventilación en ambos quirófanos

7.3.1 Eficiencia de renovación de aire

El primer parámetro que se compara en el análisis global es la eficiencia de renovación del aire. Es un parámetro independiente de la posición de las fuentes emisoras de contaminante (capítulo 3).

De los resultados de la Tabla 18 se destaca que en el caso unidireccional la eficiencia se aproxima más a la eficiencia de un flujo pistonado ideal. En el caso del quirófano de mezcla la eficiencia es muy cercana al caso de mezcla perfecta. Son resultados esperados cuando se utilizan estos tipos de ventilación.

Tabla 18. Eficiencia de renovación de aire para las dos configuraciones de quirófano.

Caso de flujo de mezcla	Caso unidireccional.
0.478	0.600

7.3.2 Eficiencia de eliminación del contaminante

La eficiencia de eliminación del contaminante complementa a la eficiencia de renovación de aire porque añade la influencia de la posición de las fuentes emisoras de contaminante y de la naturaleza del contaminante (capítulo 3).

En la Tabla 19 se presentan los resultados para la eficiencia de eliminación del contaminante para ambas configuraciones teniendo en cuenta la procedencia del contaminante, es decir, teniendo en cuenta el miembro del personal que emite el contaminante. La disposición del quirófano está representada en la Fig. 9, capítulo 4.

Tabla 19. Eficiencia de eliminación del contaminante para las dos configuraciones de quirófano, en función de la fuente de emisión del contaminante y para el total.

Fuente	Quirófano de flujo de mezcla	Quirófano de flujo unidireccional
Médico 1	0.75	0.71
Médico 2	0.79	0.69
Médico 3	0.87	0.60
Anestesiista	0.84	0.78
Todos emitiendo	0.83	0.72

En el quirófano unidireccional debido a la posición de las lámparas que bloquean el paso del flujo, se deja sin barrer la zona entre los médicos 1 y 2 obteniendo una eficiencia de eliminación del contaminante muy baja globalmente. La eficiencia correspondiente al médico anestesiista mejora debido a que no está debajo de las lámparas y el chorro le llega directamente. Sin embargo, el médico 3 que tampoco está en la zona debajo de las lámparas tiene una eficiencia mucho menor. Una posible explicación es que el contaminante emitido por este médico es arrastrado por el chorro hacia la zona debajo de la camilla (Fig. 67), que es una zona que está mal ventilada.

En el caso del quirófano de mezcla las lámparas también bloquean el paso del aire por esta zona y la eficiencia de eliminación del contaminante es baja cuando la emisión de contaminante es por parte de los médicos 1 y 2. En los otros dos casos la eficiencia está más cerca de la mezcla perfecta. En el global la eficiencia disminuye para el caso de mezcla por el menor rendimiento de eliminación cuando las fuentes que emiten son el médico 1 y el médico 2.

7.4 Deposición de contaminante en las superficies críticas. Análisis local

En este apartado se comparan los datos de deposición de contaminante en la mesa de instrumental y en la herida quirúrgica para cada tipo de quirófano y en función de la fuente emisora. La Tabla 20 y la Tabla 21 muestran el valor

promediado en el tiempo de las deposiciones de contaminantes en la herida quirúrgica y las deposiciones sobre la mesa de instrumental respectivamente.

Tabla 20. Deposición de contaminante en la herida quirúrgica para los dos casos de quirófano: unidireccional y de mezcla, en función de la fuente de emisión y el global.

Fuente	Caso de flujo de mezcla $\times 10^{-4}$ quanta/s	Caso unidireccional. $\times 10^{-4}$ quanta/s
Médico 1	3.50	0.55
Médico 2	2.61	0.81
Médico 3	1.26	1.84
Anestesista	1.64	1.17
Todos emitiendo	8.88	5.31

Tabla 21. Deposición de contaminante en la mesa de instrumental para los dos casos de quirófano: unidireccional y de mezcla, en función de la fuente de emisión y el global.

Fuente	Caso de flujo de mezcla 10^{-4} quanta/s	Caso unidireccional. 10^{-4} quanta/s
Médico 1	5.51	0.27
Médico 2	6.35	6.04
Médico 3	5.67	6.28
Anestesista	4.66	5.42
Todos emitiendo	22.04	14.45

Se observa que las deposiciones globales en ambas superficies son menores en el caso unidireccional. Pero para estudiar estos datos hay que tener en cuenta que la concentración media de quanta en el quirófano de mezcla es mayor que en el quirófano unidireccional porque, entre otras causas, el caudal de aire fresco de renovación es menor en el caso del quirófano de mezcla. Aunque en la práctica, los quirófanos unidireccionales también tienen mayor flujo que los quirófanos convencionales de flujo de mezcla, no deja de ser un condicionante que hay que tener en cuenta a la hora de elegir la solución más adecuada.

En el caso del quirófano unidireccional las deposiciones en la herida no reflejan las eficiencias de eliminación de contaminante. Los médicos 1 y 2 que son

los más próximos al sitio quirúrgico, y que además, presentan una eficiencia de eliminación de contaminante baja (Tabla 19), tienen las deposiciones de contaminante en el sitio quirúrgico más bajas. Una posible explicación es que el flujo es ascendente en la zona debajo de las lámparas debido a las plumas térmicas y arrastra al contaminante hacia arriba alejándolo de la herida. Este mismo comportamiento es observado por Thool et al (Thool et al. 2014). El médico 3 sí que refleja la baja eficiencia de eliminación de contaminante con la mayor tasa de deposiciones del caso unidireccional. El contaminante emitido por el médico anestesista también se deposita en mayor medida que para los médicos 1 y 2. Una posible causa puede ser que debido al defecto de velocidad en la estela de las lámparas, la emisión del médico anestesista penetre en la zona por encima de la camilla, en lugar de ser barrido por el chorro de entrada.

Las deposiciones en el quirófano de flujo de mezcla, si se consiguiera una mezcla perfecta, deberían ser independientes de la fuente emisora, pero esto no ocurre. Las deposiciones son mayores para el contaminante procedente de los médicos 1 y 2 que están debajo de las lámparas. Esa zona está menos ventilada y el contaminante expulsado por estos médicos permanece ahí porque, en este caso, las plumas térmicas no pueden evolucionar tanto como en el quirófano unidireccional y no arrastran al contaminante hacia arriba. El emitido por los otros médicos se mezcla más efectivamente. Las deposiciones se correlacionan en mayor medida con la eficiencia de eliminación de contaminante.

En cuanto a las deposiciones en la mesa de instrumental en el caso unidireccional, se observa como las debidas a la emisión del médico 1 son las menores de todas. Se puede explicar viendo como la emisión de contaminante sube y a la altura de las lámparas gira hacia la derecha, en sentido contrario a donde se encuentra la mesa (Fig. 65). Por esta misma razón las deposiciones del médico 2 son muy altas ahora. El contaminante emitido por este médico gira a la altura de las lámparas hacia la izquierda, justo hacia el lado que está la mesa de instrumental. El medico 3 también tiene muy altas deposiciones porque también está muy cercano a la mesa. En el caso del médico anestesista las deposiciones son

menores, pero por su posición deberían ser menores todavía. La explicación podría ser la misma que antes, debido al defecto de velocidad en la estela de las lámparas, la emisión del médico anestesista penetra en la zona por encima de la camilla y se dirige en dirección hacia la mesa.

En el quirófano de mezcla, la mesa se encuentra fuera de la zona afectada por las lámparas y las deposiciones son muy similares, correspondientes a un patrón de mezcla. En las deposiciones en la mesa, no hay una relación directa con la eficiencia de eliminación del contaminante. A pesar del alto grado de dilución del contaminante, las concentraciones siempre son mayores en las zonas próximas a un miembro del personal.

7.5 Conclusiones

Las conclusiones que se extraen de este capítulo se dirigen en dos direcciones. Atendiendo al objetivo de encontrar una metodología para el estudio de la ventilación en recintos hospitalarios se concluye que:

- El cálculo del campo fluido dentro del quirófano debe ser realizado con un esquema transitorio o no estacionario, para obtener unos residuales dentro de unos límites permisibles y unos resultados aceptables.
- La influencia de los objetos que obstaculizan el paso del aire es significativa. Esto implica que a la hora de desarrollar un modelo se deben representar todos los obstáculos que encuentra el flujo.
- Tampoco son despreciables los efectos térmicos y de flotabilidad. Se ha mostrado como las plumas térmicas influyen decisivamente en el campo de velocidades final y por tanto en el campo de concentración dentro de la habitación.
- Los índices globales no sirven para hacer un análisis local, no son extrapolables en todos los casos. Es necesario hacer un análisis local de las superficies en las que se quiera hacer mayor hincapié.

En otra dirección se pueden extraer algunas conclusiones en la comparativa de quirófano unidireccional y el quirófano de flujo de mezcla.

- La configuración unidireccional presenta más dependencia del tiempo que la de flujo de mezcla. Las distribuciones estadísticas de los índices de eficiencia tienen menor dispersión en el caso de mezcla, debido a que la distribución de contaminante es más homogénea.
- Los obstáculos que el flujo se encuentra en su camino, perturban el patrón de flujo en ambas configuraciones. Sin embargo, en el caso de flujo de mezcla, la perturbación es menor.
- Si se considera que el objetivo es conseguir una eliminación de contaminante elevada, el quirófano de flujo de mezcla presenta mejores resultados.
- Si el objetivo es conseguir disminuir las deposiciones de contaminante en las superficies críticas, el quirófano unidireccional presenta unas mejores actuaciones. Aunque tampoco presenta un patrón de flujo óptimo debido a la presencia de las lámparas quirúrgicas.

CAPÍTULO 8

ESTUDIO CFD DE LA
VENTILACIÓN DE
HABITACIONES DE AISLADOS
INFECCIOSOS

8.1 Introducción

Los principales factores que afectan al patrón del flujo de aire y la evolución del contaminante dentro de una habitación de aislados infecciosos son:

- La distribución de las impulsiones y extracciones en la habitación, el tipo de difusores y el reparto de caudales entre estos elementos.
- La distribución del mobiliario y de las personas que se encuentren en el recinto.
- Posición e intensidad de las fuentes de calor.

El patrón de flujo de aire dentro de la habitación y la evolución de contaminante se calculan utilizando el modelo numérico descrito en el capítulo 4. También se evalúa la eficiencia de la ventilación utilizando los índices descritos en el capítulo 3. En este estudio, se mantienen fijos todos los parámetros a excepción de la distribución de las impulsiones y extracciones de aire, cambiando también el tipo de difusor de aire.

El estudio numérico de la habitación de aislados infecciosos permite comparar cuantitativamente las distintas configuraciones y comprobar cuál resulta más adecuada. Se extraen algunas conclusiones que se podrían aplicar a cualquier estudio numérico. Aunque no se puede determinar una configuración definitiva para cualquier situación, se extraen algunas directrices que pueden aplicarse a la mayoría de situaciones.

8.2 Diferentes configuraciones de impulsiones y extracciones

El modelo físico descrito en el capítulo 4 permite cambiar entre diferentes combinaciones de impulsiones y extracciones de aire fácilmente. En la Fig. 75 se representa la habitación con la notación empleada. Los huecos del techo son numerados del 1 al 9, y los huecos que están situados en la pared más cercana a la cabeza del paciente, se nombran como superiores o inferiores.

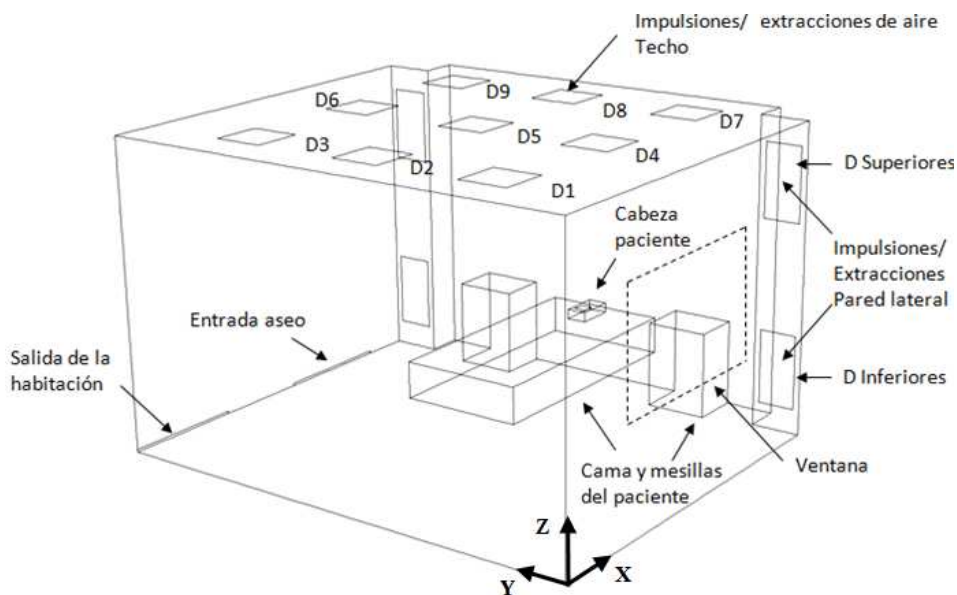


Fig. 75. Esquema de las entradas y salidas posibles de la habitación de aislados.

Se utiliza la siguiente notación para nombrar las diferentes configuraciones:

I (Impulsiones activas) – O (extracciones activas).

Por ejemplo, el caso I13_O79 significa que se activan las superficies D1 y D3 como impulsiones de aire y las superficies D7 y D9 se utilizan como extracciones. En el resto de superficies se asignaría la condición de pared.

La primera comparativa es un estudio con diferentes configuraciones de impulsiones y extracciones, considerando siempre impulsión mediante un difusor de rejilla (Fig. 12 Capítulo 4) que impulsa aire a la habitación con una velocidad uniforme y normal en todo el difusor.

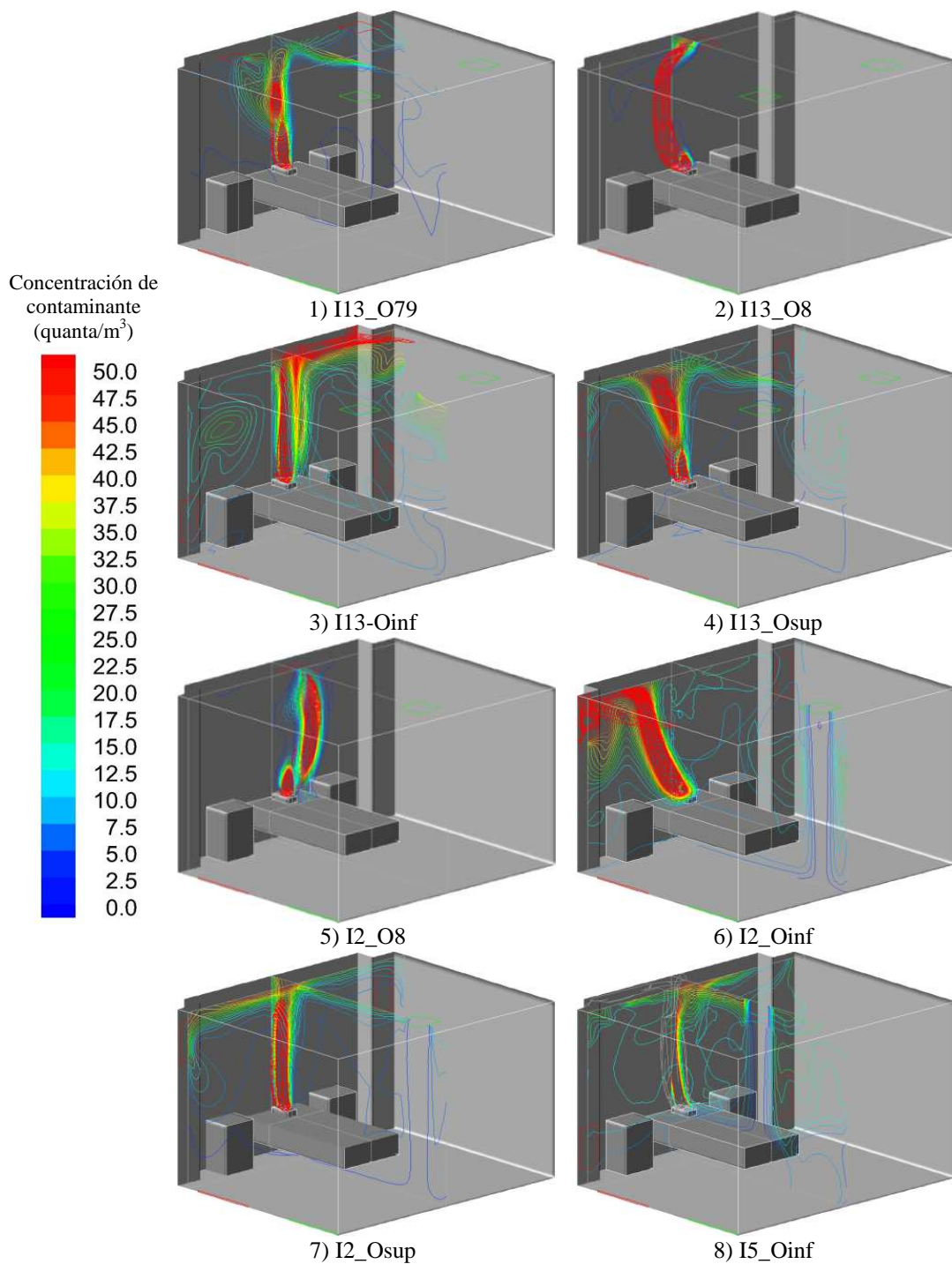
8.2.1 Índices globales

En primer lugar se presentan, para las diferentes configuraciones, los contornos de concentración de contaminante en dos planos verticales $y = 2$ m y $x = 3$ m que cortan la habitación por la zona de la cabeza del paciente (Fig. 76).

Las impulsiones habilitadas en cada configuración están marcadas con un borde verde y las extracciones con un borde rojo.

Si bien la disposición de las impulsiones y extracciones repercute en el patrón de flujo de aire y contaminante en la habitación, se pueden extraer algunas tendencias generales. Se observa que en la zona de la cabeza del paciente, el contaminante se eleva en forma de penacho hacia el techo por efecto de la flotabilidad y cuando el contaminante alcanza el techo evoluciona paralelo al mismo diluyéndose más hacia la pared frontal que hacia las laterales. La concentración de contaminante en la zona próxima a la pared de la cama es mayor que en la pared opuesta.

Por otro lado la simetría del recinto se pierde por la posición de las puertas y ventanas. Esta falta de simetría repercute en el ascenso del penacho de contaminante que en muchos casos presenta una desviación hacia la pared de las puertas de entrada a la habitación y al baño con el consiguiente aumento de la concentración en esa zona.



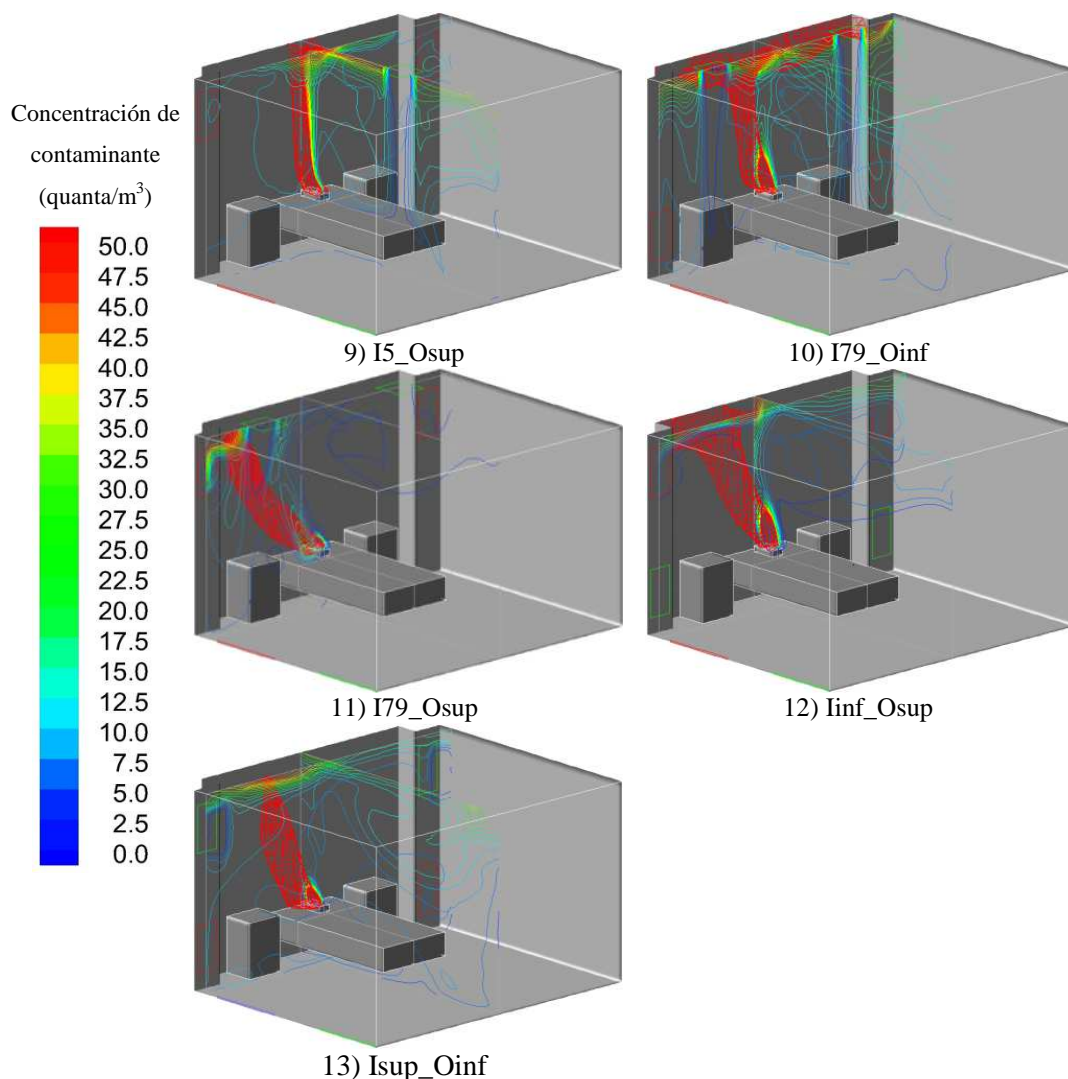


Fig. 76. Contornos de iso-concentración de contaminante en los planos $x = 3$ m e $y = 2$ m.

En segundo lugar las diferentes configuraciones se comparan utilizando los índices de ventilación de forma global (Tabla 22).

La eficiencia de renovación del aire, ε_a , no depende del cálculo de la concentración de contaminante.

La eficiencia de eliminación del contaminante ε_c se prueba en tres escenarios distintos: uno en el que no se considera ni la deposición sobre las

paredes del contaminante ni la influencia de la viabilidad del agente patógeno ε_{ca} ; un segundo escenario en el que sí se considera la deposición en las paredes, pero no la viabilidad ε_{cb} ; y un último caso en el que se considera deposición y viabilidad ε_{cc} . La intención es considerar los tres escenarios diferentes y evaluar la influencia de cada uno de estos parámetros en el resultado final.

En el cálculo de la probabilidad de infección P_I , la concentración de contaminante que aparece en la fórmula se ha calculado incluyendo el efecto de la viabilidad y la deposición. El riesgo de infección depende del tiempo que se permanece en una zona con una concentración C (Qian et al. 2009). Este tiempo se considera distinto en el caso de los índices globales y en el caso de los locales. En el caso de los índices globales se considera que la persona permanece un tiempo largo en la habitación y se mueve por su interior libremente. Se calcula un tiempo de estancia en la habitación igual a 1000 segundos y como concentración se toma la media de la habitación. En el caso de los índices locales, se supone que la persona permanece poco tiempo en la habitación y en una sola zona. En este caso, se utiliza un tiempo de 100 segundos y la concentración C será la concentración local de contaminante en esa zona.

La Tabla 22 recoge los valores de los índices de eficiencia de ventilación para los primeros 13 casos simulados.

Tabla 22. Tabla resumen casos de habitaciones de aislados – índices de eficiencia.

Nº	I/O	\mathcal{E}_a	\mathcal{E}_{ca}	\mathcal{E}_{cb}	\mathcal{E}_{cc}	$P_{I_{1000}}$
1	I13_O79	0.62	0.87	0.76	0.816	17.45%
2	I13_O8	0.62	0.76	0.72	0.726	11.69%
3	I13_Oinf	0.62	0.80	0.72	0.748	18.12%
4	I13_Osup	0.64	0.77	0.68	0.713	17.27%
5	I2_O8	0.54	0.75	0.64	0.698	25.98%
6	I2_Oinf	0.52	1.18	1.10	1.149	19.68%
7	I2_Osup	0.53	0.74	0.63	0.694	31.09%
8	I5_Oinf	0.45	0.71	0.60	0.683	37.69%
9	I5_Osup	0.45	0.76	0.62	0.730	34.44%
10	I79_Oinf	0.37	0.75	0.56	0.728	31.59%
11	I79_Osup	0.46	0.69	0.64	0.660	32.80%
12	Iinf_Osup	0.55	0.64	0.58	0.586	23.94%
13	Isup_Oinf	0.63	1.34	1.28	1.290	13.86%

Se podrían hacer tres divisiones entre los casos presentados. Los casos 1, 2, 3, 4 y 13 tienen una eficiencia de renovación del aire mayor de 0.6 por lo que el patrón de flujo de aire se asemeja más a un flujo pistón (eficiencia de renovación del aire 1) que en los otros casos analizados. Además, en estos cinco casos las eficiencias de eliminación del contaminante también son elevadas. La fuente de contaminante se encuentra en el camino del flujo de aire: el aire captura el contaminante emitido por el paciente y lo arrastra hacia la salida disminuyendo la dispersión de contaminante por el resto de la habitación. Este efecto es claramente apreciable en la configuración 13, las líneas de iso-concentración están muy localizadas en la zona superior de la cama (Fig. 76). Los casos 1, 2, 3 y 4 tienen en común que la impulsión de aire se hace desde una zona opuesta y alejada de la fuente de contaminante.

En el otro extremo están los casos 8, 9, 10 y 11, que tienen una eficiencia de renovación de aire por debajo de 0.5. En todos ellos la impulsión de aire se hace cerca de la vertical de la fuente de contaminante. En los casos 8 y 9 la impulsión de aire es única centrada en el techo. Es difícil que una sola salida de

estas dimensiones centrada en la habitación pueda generar un flujo pistonado en toda la habitación. En los casos 10 y 11, en cambio, las impulsiones y extracciones están en el mismo lado de la habitación. El aire entra en la habitación y sale rápidamente por las salidas dejando gran parte de la habitación sin barrer. Sin embargo, en las configuraciones 9 y 10, en especial esta última, la baja eficiencia de renovación de aire no implica una baja eficiencia de eliminación del contaminante. En la configuración 10 el vaivén entre salida y entrada es muy notable, lo que se traduce en la eficiencia de renovación de aire más baja de todas. Sin embargo el aire, en su camino hacia la extracción barre el contaminante y lo dirige rápida y eficazmente hacia la salida lo que explicaría la alta eficiencia de eliminación del contaminante sin deposición. En cambio, la eficiencia de eliminación de contaminante teniendo en cuenta la deposición para la configuración 10 disminuye mucho. Una posible explicación es que en su camino el contaminante se deposita en la cama. Este contaminante seguiría siendo peligroso durante un tiempo, pudiendo contaminar por contacto indirecto.

Los casos 5, 6, 7 y 12 tienen una eficiencia de renovación de aire ligeramente superior al caso de mezcla perfecta, entre 0.5 y 0.6. Los tres primeros casos tienen una única entrada, pero su situación en la pared enfrentada a la salida permite un barrido más eficiente que en los casos 8 y 9. La configuración 12 pese a tener las entradas y salidas muy próximas, consigue un flujo de aire que barre toda la habitación (similar al caso 13). En estos casos, salvo el 6, la eliminación del contaminante es poco eficiente ya que puede verse en los contornos que el contaminante es arrastrado hacia la habitación, aumentando la concentración media en la sala. Sólo el caso 6 con las salidas en la parte inferior, consigue que el contaminante sea rápidamente evacuado sin dispersarlo por la habitación.

En cuanto al riesgo de infección evaluado con la concentración media en la habitación para un tiempo de estancia de 1000 segundos, cabe destacar que los cinco casos con alta eficiencia de renovación del aire (1, 2, 3, 4 y 13), además del caso 6, son las configuraciones que menos probabilidad de infección presentan. En concreto las configuraciones 2 y 13 presentan los menores riesgos, debido a que

consiguen que el contaminante esté recluido en una zona y por tanto, la concentración media en la habitación es menor.

8.2.2 Índices locales

Los valores de los índices globales sirven como información para cuantificar la calidad de la ventilación en la habitación de manera global. Pero debido a que la distribución de contaminante no es uniforme, muchas veces se requiere un estudio local si se quiere conocer el comportamiento en una región en concreto. En el estudio local se calculan los índices de eficiencia de ventilación en diferentes regiones de la habitación.

Para el análisis local se eligen dos volúmenes de $0.6\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ a ambos lados de la cama y un tercero en los pies de la cama de las mismas dimensiones. En la figura Fig. 77 se presenta una vista en planta de la habitación en el que se ubican estos tres volúmenes.

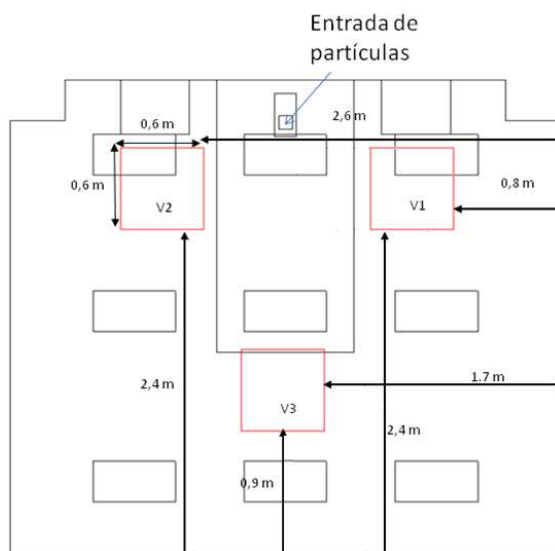


Fig. 77. Esquema volúmenes de control para análisis local.

Los volúmenes se nombran como: V1, volumen ventana; V2 volumen puerta y V3 volumen frontal. Los tres volúmenes se ubican a 0.6 m de altura respecto del suelo, quedando su centro a 1.5 m del suelo.

La Tabla 23 muestra los resultados de los índices de eficiencia de manera local para cada uno de los volúmenes. Recordar que en el análisis local, se supone que la persona que se detiene en un sitio en concreto, permanece en ese sitio durante poco tiempo. En base a esto, el tiempo tomado para el cálculo de la probabilidad de infección es de 100 segundos.

Tabla 23. Índices de eficiencia de ventilación local en los tres volúmenes.

Case		V1 (V _{ventana})			V2 (V _{puerta})			V3 (V _{frontal})		
Nº	I/O	ϵ_a^p	ϵ_{ca}^p	$P_{I_{100}}$	ϵ_a^p	ϵ_{ca}^p	$P_{I_{100}}$	ϵ_a^p	ϵ_{ca}^p	$P_{I_{100}}$
1	I13_O79	1.27	7.69	0.32%	0.99	0.28	8.65%	1.38	2.03	1.07%
2	I13_O8	1.13	14.18	0.19%	0.78	0.31	8.96%	1.34	4.83	0.58%
3	I13_Oinf	0.94	1.22	2.85%	0.90	0.36	9.47%	1.70	9.07	0.38%
4	I13_Osup	1.21	5.08	0.46%	0.98	0.54	4.91%	1.53	4.16	0.61%
5	I2_O8	1.02	0.33	9.50%	0.91	1.41	2.07%	0.99	1.31	2.30%
6	I2_Oinf	0.94	0.75	4.56%	0.93	2.47	1.33%	0.95	2.52	1.29%
7	I2_Osup	0.96	0.28	11.79%	0.94	1.02	3.16%	0.96	1.03	3.12%
8	I5_Oinf	0.81	0.83	4.27%	0.78	0.46	7.99%	0.78	0.48	7.64%
9	I5_Osup	0.87	1.00	3.37%	0.83	0.32	11.50%	0.84	0.68	5.10%
10	I79_Oinf	1.08	1.73	1.75%	0.96	0.41	8.17%	0.45	0.71	4.48%
11	I79_Osup	1.32	1.60	1.94%	0.85	0.64	5.03%	0.68	0.31	10.68%
13	Isup_Oinf	1.11	6.70	0.47%	0.78	0.33	10.46%	1.32	7.19	0.44%

No existe una correlación entre los índices locales y globales porque no hay mezcla perfecta y depende en gran medida de la disposición de los volúmenes respecto de las salidas y de las entradas. Por ejemplo el caso 13 que presentaba el segundo menor riesgo de infección global, en el volumen de la puerta tiene una probabilidad de infección muy alta. Una posible razón es que el contaminante en su camino hacia la salida pasa por este volumen casi en su totalidad. Mientras que en los otros volúmenes el riesgo de infección es prácticamente nulo.

Se observa que la probabilidad de infección en el volumen de la ventana es menor en los casos en que hay dos entradas de aire simétricas respecto del plano medio de la habitación (1, 2, 3, 4, 10, 11, 12, 13). Y las probabilidades de infección altas se dan en los casos en los que hay una sola impulsión situada en el plano central de la habitación (5, 6, 7, 8, 9). En los casos con dos entradas de aire simétricas, el flujo está más inclinado hacia el lado de la puerta porque está la salida de flujo en la puerta del baño, quedando la zona de la ventana más despejada de contaminante. En cambio en los casos que hay una sola impulsión de aire, como se ha mencionado previamente, es difícil conseguir un flujo pistonado y el flujo de aire es más desordenado. No está tan condicionado por la extracción en la puerta del baño.

En el volumen más cercano a la puerta, la tendencia se invierte y los casos (5, 6, 7) son los que menos probabilidad de infección presentan. Se explica porque el contaminante está más desplazado hacia la pared de la ventana. En el resto de casos la probabilidad de infección está pareja y es, en general, la mayor de los tres volúmenes. La explicación puede ser la misma que antes y es que el flujo de aire está desplazado hacia la puerta.

En cuanto al volumen frontal, se observa que la menor probabilidad de infección es en los siete primeros casos donde las impulsiones de aire están cerca de la pared enfrentada a la cama. Es lógico pensar que al estar las impulsiones sobre este volumen lo barren arrastrando el contaminante que pudiese estar cerca.

Por regla general se podría decir que los casos con bajas eficiencias globales tampoco presentarán buenos parámetros locales. Pero en el caso contrario, como se ha visto con el ejemplo, no puede decirse nada.

8.3 Influencia del tipo de difusor

En los resultados presentados hasta ahora en este capítulo se ha considerado que las todas impulsiones cuentan con difusores de rectos. En este apartado se analiza el efecto del tipo de difusor. Para ello se consideran dos tipos

de difusores adicionales, uno cuadrado y otro rotacional (Capítulo 4. Fig. 12), para los casos I2_Oinf e I5_Oinf.

8.3.1 Índices globales

En la Tabla 24 se muestran los índices globales para dos configuraciones de impulsiones y extracciones de aire (I2_Oinf e I5_Oinf) y cada uno de los tres tipos de difusores.

Tabla 24. Índices de eficiencia con los diferentes difusores de impulsión.

\mathcal{E}_a			
I/O	Difusor impulsión recta	Difusor cuadrado	Difusor rotacional
I2_Oinf	0.52	0.47	0.50
I5_Oinf	0.45	0.49	0.49
\mathcal{E}_{ca}			
I/O	Difusor impulsión recta	Difusor cuadrado	Difusor rotacional
I2_Oinf	1.18	0.88	0.86
I5_Oinf	0.69	0.87	1.01
P_{1000}			
I/O	Difusor impulsión recta	Difusor cuadrado	Difusor rotacional
I2_Oinf	19.68%	26.43%	27.20%
I5_Oinf	37.69%	26.82%	21.43%

Se puede destacar del estudio que la eficiencia de renovación de aire (\mathcal{E}_a) en los casos en los que se tiene difusor cuadrado o rotacional, es muy próxima a 0.5 característica de los flujos de mezcla perfecta. Como se ha comentado a lo largo de este trabajo, los difusores rotacionales tienen la misión de conseguir un patrón de mezcla.

Respecto a la eliminación de contaminante, se observa que para la configuración I2_Oinf, en la que el patrón de flujo es más adecuado, es más eficiente el difusor de impulsión recta, mientras que los difusores cuadrado y rotacional empeoran la eficiencia. En el segundo caso, I5_Oinf, el comportamiento es el contrario. Se puede comprobar que para los difusores cuadrado y rotacional la disposición de la impulsión no es tan importante en el valor de ϵ_{ca} . Se achaca a que el flujo es más cercano al de mezcla perfecta.

La probabilidad de infección tiene un comportamiento parejo al de la eficiencia de eliminación del contaminante. En los tres casos, un aumento de ϵ_{ca} implica una disminución de $P_{I_{1000}}$. Igual que antes, se puede destacar que en el caso de los difusores cuadrado y rotacional la probabilidad de infección es más independiente de la disposición de entradas y salidas.

Tomando como ejemplo la configuración I5_Oinf se muestra (Fig. 78) la diferencia que existe en la distribución de contaminante utilizando diferentes tipos de difusores de aire. En los tres casos el contaminante sube hacia el techo de la habitación debido a los efectos de flotabilidad por el calor desprendido por el paciente, pero la distribución es diferente en cada caso. El difusor de impulsión recta crea un chorro compacto, vertical y dirigido hacia el suelo que barre el aire de la habitación, siendo un patrón de flujo muy alejado del de mezcla perfecta. El resultado es que el contaminante no es eliminado eficientemente y la concentración de contaminante es la mayor de los tres casos.

Para los otros difusores el chorro de aire sale próximo al techo, llega hasta las paredes laterales y desciende hacia el suelo paralelo a las paredes. El chorro de pared produce una succión sobre el aire de la habitación y se genera un flujo predominantemente ascendente en el centro de la habitación. En la zona justo debajo del difusor el efecto es más marcado. A pesar de que se intenta conseguir un flujo de mezcla, parece que no se consigue una mezcla suficiente.

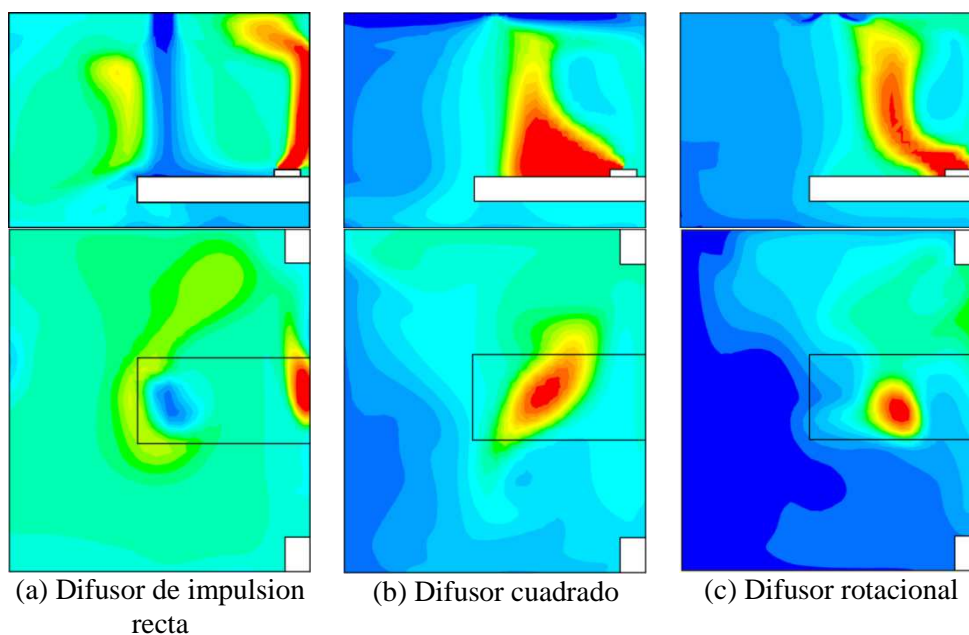


Fig. 78. Contornos de iso-concentración de contaminante en los planos $x=3$ m (imagen superior) y $z=1.5$ m (imagen inferior) para el caso 8 (I5_Oinf) con tres tipos de difusores. La escala de colores es la misma que en la Fig. 76.

8.3.2 Índices locales

También se estudia en este caso los valores de los índices en los tres volúmenes definidos en el punto anterior. Los datos son presentados en la Tabla 25 y en la Tabla 26.

Tabla 25. Eficiencia de renovación de aire local para los diferentes difusores de impulsión.

	\mathcal{E}_a^p								
	Volumen ventana			Volumen puerta			Volumen frontal		
I/O	Rej.	Cuad.	Rot.	Rej.	Cuad.	Rot.	Rej.	Cuad.	Rot.
I2_OInf	0.92	0.85	0.76	0.93	0.79	0.82	0.95	0.81	0.75
I5_OInf	0.81	0.92	0.89	0.78	0.92	0.81	0.78	0.92	0.94

Tabla 26. Probabilidad de infección local para los diferentes difusores de impulsión.

I/O	$P_{I_{100}}$								
	Volumen ventana.			Volumen puerta.			Volumen frontal.		
	Rej.	Cuad.	Rot.	Rej.	Cuad.	Rot.	Rej.	Cuad.	Rot.
I2_OInf	4.56	3.83	4.68	1.33	4.88	3.55	1.29	4.29	2.98
I5_OInf	4.27	2.58	4.41	7.9	6.89	4.85	7.64	2.43	1.71

En líneas generales, se observa un empeoramiento con los difusores cuadrado y rotacional para el caso I2_OInf y una mejoría en el caso I5_OInf. La explicación podría ser que en caso I2_OInf el flujo tiene un patrón de flujo más favorable que el de mezcla perfecta y por tanto, la utilización de difusores distintos de la impulsión recta, no mejora su eficiencia. Con el uso de los difusores cuadrado o rotacional, el patrón es más cercano al de mezcla perfecta, ya que los resultados son más parecidos en los tres volúmenes. En I5_OInf, se podría decir lo contrario. El uso de difusores y por tanto, un patrón de mezcla perfecta, resulta más efectivo.

8.4 Conclusiones

El estudio numérico de las habitaciones de aislados con una comparativa de varias configuraciones permite extraer unas conclusiones generales aplicables a una amplia variedad de estudios numéricos de habitaciones de aislados.

- El efecto de la temperatura es significativo (Fig. 78), se genera una pluma térmica ascendente sobre el paciente. Las simulaciones deberían incluir los efectos de la temperatura.
- El caudal de aire de renovación (ACH) no es un buen parámetro para medir la eficiencia de la ventilación. Las ACH se han mantenido igual para todas las configuraciones pero las eficiencias son muy diferentes dependiendo del patrón de flujo dentro de la habitación. Es necesario utilizar otros parámetros.

- La eficiencia de eliminación de contaminante cambia al tener en cuenta la deposición de contaminante. Sin embargo, la tendencia es la misma en ambos casos, por lo que cualquiera de los dos índices serviría para comparar.
- Los índices globales no son extrapolables para predecir el comportamiento local ya que los patrones de flujo raramente se corresponden con los de mezcla perfecta. Se debe hacer un estudio local para conocer qué ocurre en una zona determinada.
- La disposición de entradas y salidas resulta determinante en la eficiencia de la ventilación.
- El tipo de difusor también condiciona la eficiencia de la ventilación y por tanto, los resultados de un tipo de entrada de aire no pueden ser extrapolados al resto.

El número de casos que se han estudiado es limitado y no permite sacar conclusiones definitivas sobre qué solución es la más idónea. Pero a la vista de los resultados se pueden extraer unas directrices que podrían resultar de ayuda.

- El difusor de impulsión recta presenta los mejores resultados para la configuración I2_OInf, porque consigue un patrón de flujo que barre más eficientemente la habitación. En cambio para la configuración I5_OInf, los resultados son los peores porque la posición del difusor no es la adecuada.
- Las configuraciones con las impulsiones de aire en el techo en el lado de la habitación opuesto a donde se encuentra el paciente (I13_O79 y I13_OInf) resultan las más favorables. Presentan un flujo más próximo al pistonado y arrastran al contaminante hacia la salida en su camino. Estas configuraciones o similares ya habían sido sugeridas en la bibliografía como las más adecuadas (Hytinen et al. 2011).

- Colocar las impulsiones y cerca de las extracciones provoca favorece un efecto de baipás dejando partes de la habitación sin una adecuada renovación. No es recomendable a priori.
- Tampoco se considera adecuado colocar un difusor de impulsión recta sobre la fuente de contaminante. No consigue generar un patrón de flujo adecuado para barrer el contaminante y provoca mayor dispersión.
- Es recomendable colocar las salidas cerca de la fuente de contaminante. Los casos con mejores eficiencias de eliminación de contaminante son las que tienen las salidas en la parte inferior.

CAPÍTULO 9

CONCLUSIONES Y ESTUDIOS FUTUROS

9.1 Introducción

El principal objetivo de este trabajo ha sido obtener una metodología numérica para evaluar la ventilación de recintos hospitalarios. Para ello se calcula el patrón de flujo de aire debido a la ventilación y la dispersión de un contaminante en el interior de quirófanos y habitaciones aislados infecciosos. Conocer el movimiento del contaminante dentro del recinto permite evaluar cómo se elimina el contaminante y qué zonas están bien ventiladas y cuáles no. Cuantificar la calidad de la ventilación permite comparar diferentes configuraciones de ventilación, seleccionar la más adecuada y por tanto, mejorar la eficiencia de la ventilación.

En primer lugar se recogen las conclusiones del estudio experimental y validación del modelo numérico. Posteriormente se recogen las conclusiones extraídas del estudio numérico. Estas conclusiones se dividen en tres partes: las aplicables a los dos recintos estudiados en este trabajo, las aplicables al estudio de quirófanos y las aplicables al estudio de habitaciones de aislados infecciosos.

Finalmente, se concluye el capítulo con los trabajos futuros que se sugieren para continuar con este campo de estudio.

9.2 Estudio experimental y validación del modelo numérico

Una metodología numérica necesita ser contrastada con resultados experimentales. Un estudio, realizado con la técnica PIV, mide el campo de velocidades en un plano dentro de un modelo de quirófano unidireccional para comprobar si la interacción entre el chorro proveniente de una entrada unidireccional y un objeto se simula de forma adecuada. Un segundo estudio experimental mide con anemometría de ultrasonidos tridimensional el campo de velocidades cercano de un difusor rotacional para validar la condición de contorno utilizada con ese tipo de difusores.

9.2.1 Quirófano unidireccional

En este trabajo se ha diseñado y construido una instalación experimental de un modelo a escala 1:7 de un quirófano de flujo unidireccional. El caudal de entrada en el modelo se calcula para que exista semejanza dinámica. Con esta instalación se mide el campo de velocidades, utilizando la técnica PIV, dentro del modelo a escala. El modelo numérico se contrasta comparando cuantitativamente el campo de velocidad medido con el PIV en el modelo a escala con un plano homólogo en la simulación. Se comprueba que

- El modelo numérico isoterma predice correctamente la interacción entre un chorro unidireccional y los objetos que se encuentra el chorro en su camino. Se reproduce el campo de velocidad de forma global.
- El flujo en el modelo a escala de quirófano es unidireccional en la entrada de aire, pero al encontrarse los obstáculos se desvía. Este ángulo de apertura se reproduce fielmente en la simulación. Se puede decir, entonces, que la simulación recoge con fidelidad la interacción entre flujo unidireccional y los obstáculos.
- En la simulación, debido a que es un método promediado (ecuaciones RANS), no se reproducen los torbellinos presentes cuando hay un desprendimiento del flujo en un obstáculo.

9.2.2 Difusor rotacional

Se construye una instalación experimental para medir el campo de velocidades cercano a un difusor rotacional. Se monta un falso techo que simula el techo de una habitación colocando en medio un difusor rotacional. En los laterales de este falso techo se ponen cortinas de plástico que aíslan la instalación del resto de la estancia. Se suministra aire al difusor a través de un plenum de conexión y en la salida del difusor, un anemómetro de ultrasonidos mide el vector velocidad en varios puntos cercanos al difusor.

Medir el campo de velocidades cercano al difusor permite validar la condición de contorno que se impone en el difusor en la simulación. En el modelo numérico se utiliza una función de Fluent para imponer en cada celda de la superficie de salida del difusor el vector velocidad que corresponde. Comparando las medidas experimentales con los resultados de las simulaciones se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El patrón de flujo se reproduce con buena precisión en la simulación. La simulación refleja la salida radial del flujo en el difusor, el chorro de pared y la velocidad ascendente en el resto de la habitación.
- En la salida del difusor se mide una componente tangencial del flujo que no aparece en la simulación. Esta diferencia se achaca a la posición del conducto de aire que conecta entrada de aire a la instalación y difusor rotacional.
- Existe una pequeña diferencia entre el módulo de la velocidad medido y el que se ha calculado, siendo ligeramente inferior el simulado. La diferencia puede deberse a dos causas, bien que el ángulo de salida en la ranura del difusor no es exactamente el que marcan las lamina sino que hay una diferencia entre el ángulo fluido y el ángulo metal, o bien, debido a la diferencia entre el área de salida del difusor y el área efectiva por la que se impulsa el aire en realidad.
- Se considera que la condición de contorno impuesta con la UDF permite un grado suficiente de aproximación con un gran ahorro computacional, evitando simular el difusor con el conducto y el plenum de conexión.

9.3 Estudio numérico

En este trabajo se ha simulado numéricamente la ventilación en quirófanos y en habitaciones de aislados infecciosos. Se simulan dos tipos diferentes de

quirófanos, de flujo unidireccional y de flujo de mezcla. Se utiliza el modelo numérico para estudiar el flujo de aire y poder comparar las dos configuraciones. En el caso de las habitaciones de aislados infecciosos, se prueban diferentes combinaciones de impulsiones y extracciones de aire. Los cálculos muestran los diferentes patrones de flujo inducidos.

La metodología numérica utilizada pretende dar cabida a diversas configuraciones de quirófanos y habitaciones de aislados infecciosos, o incluso, extrapolarla a otros recintos diferentes en los que la ventilación juegue un papel importante en la transmisión de infecciones. En el estudio numérico se han obtenido unos resultados que son de carácter general y podrían aplicarse a la mayoría de casos.

- Los efectos térmicos y de flotabilidad, como la emisión de calor por las personas y las fuentes de calor, las plumas térmicas, etc. condicionan el flujo debido a que el aire suministrado por la ventilación suele tener una velocidad pequeña. No puede despreciarse el problema térmico.
- La distribución de impulsiones y extracciones de aire, independientemente del tipo de difusor, condicionan el patrón de flujo.
- La distribución del contaminante en el recinto depende de la posición de las fuentes emisoras de contaminante respecto del patrón de flujo.
- La hipótesis de mezcla perfecta no puede aplicarse en la mayoría de las ocasiones.
- La evaluación de la calidad de la ventilación se puede realizar en primera aproximación con índices globales pero se ha mostrado que los índices globales no se correlacionan con los índices de eficiencia locales. Es necesario realizar en las zonas que se consideren más importantes un estudio utilizando los índices locales, para poder evaluar completamente la configuración.

- Las condiciones de contorno deben reproducirse con la máxima fidelidad posible. Se debe elegir un método adecuado para representar las condiciones y contrastar con un estudio experimental.

9.3.1 Quirófanos

Del estudio de los quirófanos en particular, se extraen las siguientes conclusiones:

- Los objetos que se encuentra el flujo distorsionan el patrón de flujo drásticamente. En el caso del quirófano unidireccional se nota una mayor influencia en los resultados que en el caso del quirófano de mezcla.
- Se ha demostrado que la simulación se debe realizar en régimen transitorio. Los objetos que interaccionan con el flujo, los efectos de flotabilidad y las interacciones entre ambos efectos provocan que la simulación sea no estacionaria.

En las simulaciones de quirófanos se han probado dos configuraciones diferentes. No se puede concluir que configuración resulta más conveniente porque depende del parámetro elegido:

- El quirófano de flujo de mezcla consigue una mejor eficiencia de eliminación de contaminante global.
- El quirófano unidireccional consigue que las deposiciones sobre la herida y mesa de instrumental sean menores.

9.3.2 Habitaciones de aislados infecciosos

En el estudio de las habitaciones de aislados infecciosos las conclusiones más importantes son:

- La disposición de los difusores y de las salidas de aire en la habitación determina el patrón de flujo y por tanto la calidad de la ventilación.

- Se considera que un flujo que barra la habitación desde la pared opuesta al paciente hacia el paciente consigue las mejores actuaciones.
- El tipo de difusor de entrada también condiciona la ventilación.
- El difusor de impulsión recta consigue una mejor eficiencia cuando se puede conseguir un flujo ordenado que barra la habitación. Si no se puede conseguir, porque no hay el número de difusores suficiente o no están en la posición adecuada, entonces el difusor cuadrado o el difusor rotacional presentan mejores actuaciones.
- El difusor rotacional y el difusor cuadrado consiguen un patrón de flujo más cercano al de mezcla perfecta.
- Se recomienda posicionar las extracciones de aire cercanas a la fuente de emisión de contaminante.
- De los índices de eficiencia utilizados en este trabajo la probabilidad de infección se considera el más representativo para este caso. Y en concreto, la probabilidad de infección local, porque permite estimar qué zonas son las más peligrosas dentro de la habitación.

9.4 Trabajos futuros

La metodología descrita en este trabajo tiene algunos puntos en los que hay que seguir trabajando. Se separan en trabajos en la parte experimental y trabajos en la parte numérica.

En la parte experimental:

- Realización de medidas en un recinto a tamaño real y con unas condiciones controladas. Esto permite tomar medidas estandarizadas que, en las medidas de campo, muchas veces es difícil de conseguir. Esto, a su vez, permitiría que los ensayos fueran fáciles de repetir y comparar.

- La realización de medidas a tamaño real también permite tener en cuenta los efectos térmicos.

En la parte numérica, hay varios aspectos que podrían estudiarse para ver su influencia en el resultado final. Por ejemplo:

- Incluir el movimiento de personas por el interior de la sala. El movimiento de la persona y su estela condicionan el patrón de flujo final.
- Mejorar la simulación de la respiración de la persona. Incluir en el modelo el régimen transitorio, variar la velocidad, etc. Diferenciar respiración normal, de un tosido o un estornudo sería interesante para comprobar el alcance del contaminante.
- Incluir la humedad en el ambiente en el estudio. La humedad modifica la transmisión de calor por las fuentes térmicas, sería interesante comprobar la diferencia y ver si la hipótesis realizada es adecuada.
- Construir un modelo numérico en el que se incluyan las salas colindantes y su interacción con el recinto principal en los dos tipos de recintos tratados. Sería interesante para incluir su influencia en la metodología.

La metodología se ha descrito sobre una gama relativamente pequeña de posibilidades, aunque haya intentado ser lo más general posible. El siguiente objetivo podría ser conseguir un mayor bagaje de posibilidades y configuraciones que permita confirmar las hipótesis y especificaciones realizadas o formular algunas nuevas.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

ADRIAN, R.J. Twenty Years of Particle Image Velocimetry. *Experiments in Fluids*, 2005, vol. 39, no. 2, pp. 159-169.

AIA. Guidelines for Design and Construction of Hospital and Health Care Facilities. *American Institute of Architects Press ed.* Washington, DC: , 2006.

ALP, E., et al. Surgical Smoke and Infection Control. *Journal of Hospital Infection*, 2006, vol. 62, no. 1, pp. 1-5.

AL-WAKED, R. Effect of Ventilation Strategies on Infection Control Inside Operating Theatres. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2010, vol. 4, no. 1, pp. 1-16. ISSN 1994-2060.

ANDERSON, D. A.; TANNEHILL, J. C. and PLETCHER, R. H. *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, 1984.

ANIL, O. B. A Research on Design of Heating, Ventilation and Air Conditioning of Hygienic Spaces in Hospitals. , 2008.

Ansys. Fluent User Guide. *ANSYS Inc., Fluent User Guide.*, 2008, vol. 6.

ASHRAE. 62.1. 2007, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. *Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc*, 2007.

ASHRAE. HVAC Desing Manual for Hospitals and Clinics. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc*, 2003. ISBN 1-931862-26-5.

ASHRAE. Handbook, A.Fundamentals.; *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, GA, 1997.*

AusHFG. *Australasian Health Facility Guidelines.* , 15-May-09, 2009.

AWBI, H. B. Ventilation of Buildings. *Spon Pr*, 2003.

BALAZY, A., et al. Do N95 Respirators Provide 95% Protection Level Against Airborne Viruses, and how Adequate are Surgical Masks?. *American Journal of Infection Control*, 2006, vol. 34, no. 2, pp. 51-57.

BALOCCO, C.; and LIO, P. Assessing Ventilation System Performance in Isolation Rooms. *Energy and Buildings*, 1, 2011, vol. 43, no. 1, pp. 246-252. ISSN 0378-7788.

BARKER, J.; STEVENS, D. and BLOOMFIELD, SF. Spread and Prevention of some Common Viral Infections in Community Facilities and Domestic Homes. *Journal of Applied Microbiology*, 2001, vol. 91, no. 1, pp. 7-21.

BRANDT, C., et al. Operating Room Ventilation with Laminar Airflow shows no Protective Effect on the Surgical Site Infection Rate in Orthopedic and Abdominal Surgery. *Annals of Surgery*, 2008, vol. 248, no. 5, pp. 695-700 SCOPUS.

BROHUS, H.; BALLING, K. D. and JEPPESEN, D. Influence of Movements on Contaminant Transport in an Operating Room. *Indoor Air*, 10/27, 2006, vol. 16, no. 5, pp. 356-372.

CARBAJO-RODRÍGUEZ, H., et al. El Humo Quirúrgico: Riesgos y Medidas Preventivas. *Cirugía Española*, 2009, vol. 85, no. 5, pp. 274-279.

CHAO, C. Y. H.; and WAN, M. P. A Study of the Dispersion of Expiratory Aerosols in Unidirectional Downward and Ceiling-Return Type Airflows using a Multiphase Approach. *Indoor Air*, 2006, vol. 16, pp. 296-312.

CHARNLEY, J.; and EFTEKHAR, N. Postoperative Infection in Total Prosthetic Replacement Arthroplasty of the hip-joint with Special Reference to the Bacterial Content of the Air of the Operating Room. *British Journal of Surgery*, 1969, vol. 56, no. 9, pp. 641-649.

CHEN, Q.; and MOSER, A. Simulation of a Multiple-Nozzle Diffuser. , 1991.

CHEN, Q. Ventilation Performance Prediction for Buildings: A Method Overview and Recent Applications. *Building and Environment*, 4, 2009, vol. 44, no. 4, pp. 848-858. ISSN 0360-1323.

CHEONG, K. W. D.; and PHUA, S. Y. Development of Ventilation Design Strategy for Effective Removal of Pollutant in the Isolation Room of a Hospital. *Building and Environment*, 9, 2006, vol. 41, no. 9, pp. 1161-1170.

CHOW, T. T., et al. A Computer Evaluation of Ventilation Performance in a Negative-Pressure Operating Theater. , October 1, 2006a.

CHOW, T. T.; LIN, Z. and BAI, W. The Integrated Effect of Medical Lamp Position and Diffuser Discharge Velocity on Ultra-Clean Ventilation Performance in an Operating Theatre. , August, 2006b.

CHOW, T. T.; and YANG, X. Y. Ventilation Performance in Operating Theatres Against Airborne Infection: Review of Research Activities and Practical Guidance. *Journal of Hospital Infection*, 2, 2004a, vol. 56, no. 2, pp. 85-92.

CHOW, T. T.; and YANG, X. Y. Performance of Ventilation System in a Non-Standard Operating Room. , 12, 2003.

COLE, E. C.; and COOK, C. E. Characterization of Infectious Aerosols in Health Care Facilities: An Aid to Effective Engineering Controls and Preventive Strategies. *American Journal of Infection Control*, 1998, vol. 26, no. 4, pp. 453-464.

CRAVEN, B. A.; and SETTLES, G. S. A Computational and Experimental Investigation of the Human Thermal Plume. *Journal of Fluids Engineering*, 2006, vol. 128, pp. 1251.

COLQUHOUN, J.; and PARTRIDGE, L. Computational Fluid Dynamics Applications in Hospital Ventilation Design. , February, 2003.

COURANT, R.; FRIEDRICHS, K. and LEWY, H. Über Die Partiellen Differenzgleichungen Der Mathematischen Physik. *Mathematische Annalen*, 1928, vol. 100, no. 1, pp. 32-74.

CRAVEN, B. A.; and SETTLES, G. S. A Computational and Experimental Investigation of the Human Thermal Plume. *Journal of Fluids Engineering*, 2006, vol. 128, pp. 1251.

DE LA FUENTE CASADO, B., et al. Determinación de la eficacia de ventilación en locales residenciales, 2007.

DHARAN, S.; and PITTET, D. Environmental Controls in Operating Theatres. *Journal of Hospital Infection*, 6, 2002, vol. 51, no. 2, pp. 79-84.

DRAKE, C. T., et al. Environmental Air and Airborne Infections. *Annals of Surgery*, 1977, vol. 185, no. 2, pp. 219.

DUGUID, JP. The Size and the Duration of Air-Carriage of Respiratory Droplets and Droplet-Nuclei. *Journal of Hygiene*, 1946, vol. 44, no. 06, pp. 471-479.

DUNN, Robert R., et al. Home Life: Factors Structuring the Bacterial Diversity found within and between Homes. *PloS One*, 2013, vol. 8, no. 5, pp. e64133.

EINBERG, G., et al. CFD Modelling of an Industrial Air diffuser—predicting Velocity and Temperature in the Near Zone. *Building and Environment*, 5, 2005, vol. 40, no. 5, pp. 601-615. ISSN 0360-1323.

ELGHOBASHI, S. On Predicting Particle-Laden Turbulent Flows. *Applied Scientific Research*, 1994, vol. 52, no. 4, pp. 309-329.

FAVRE, A. Equations Des Gaz Turbulents Compressibles. *Journal De Mecanique*, 1965, vol. 4, no. 3, pp. 361-390.

FONTAINE, J. R., et al. Evaluation of Air Diffuser Flow Modelling Methods *Experiments and Computational Fluid Dynamics Simulations*. , 3, 2005.

FRIBERG, B., et al. Inefficiency of Upward Displacement Operating Theatre Ventilation. *Journal of Hospital Infection*, 8, 1996, vol. 33, no. 4, pp. 263-272. ISSN 0195-6701.

FRIBERG, S., et al. The Addition of a Mobile Ultra-Clean Exponential Laminar Airflow Screen to Conventional Operating Room Ventilation Reduces Bacterial Contamination to Operating Box Levels. *Journal of Hospital Infection*, 10, 2003, vol. 55, no. 2, pp. 92-97.

GAO, N.; and NIU, J. CFD Study on Micro-Environment Around Human Body and Personalized Ventilation. *Building and Environment*, 2004, vol. 39, no. 7, pp. 795-805.

GAO, N. P.; and NIU, J. L. Modeling Particle Dispersion and Deposition in Indoor Environments. *Atmospheric Environment*, 6, 2007, vol. 41, no. 18, pp. 3862-3876. ISSN 1352-2310.

GHIPELLI, F.; and LECKNER, B. Transport Equation for the Local Residence Time of a Fluid. *Chemical Engineering Science*, 2004, vol. 59, no. 3, pp. 513-523.

GUENTHER, Robin; and VITTORI, Gail. Sustainable Healthcare Architecture. *John Wiley & Sons*, 2008.

GUIRGUIS, SS, et al. Health Effects Associated with Exposure to Anaesthetic Gases in Ontario Hospital Personnel. *British Journal of Industrial Medicine*, 1990, vol. 47, no. 7, pp. 490.

HARTUNG, C.; and KUGLER, J. Perturbations Affecting the Performance of Laminar Flow in Operating Theatres. , 1998.

HEIKKINEN, J. Modeling of a Supply Air Terminal for Room Air Flow Simulation. , 1991.

HINDS, W. C. Aerosol Technology: Properties, Behavior, and Measurement of Airborne Particles, 1982.

HINZE, J. O. 1975 Turbulence, 1972.

HOERAUF, K., et al. Occupational Exposure to Sevoflurane, Halothane and Nitrous Oxide during Paediatric Anaesthesia Waste Gas Exposure during Paediatric Anaesthesia. *Anaesthesia*, 1997, vol. 52, no. 3, pp. 215-219.

HOLMBERG, S.; and LI, Y. Modelling of the Indoor Environment - Particle Dispersion and Deposition. *Indoor Air*, 1998, vol. 8, no. 2, pp. 113-122. ISSN 1600-0668.

HYTTINEN, M., et al. Airborne Infection Isolation Rooms—a Review of Experimental Studies. *Indoor and Built Environment*, 2011.

JURELIONIS, A.: The Impact of the Air Distribution Method in Ventilated Rooms on the Aerosol Particle Dispersion and Removal: The Experimental Approach. *Energy and Buildings*, 2015, vol. 86, pp. 305-313.

KAMEEL, R.; and KHALIL, E. The Prediction of Airflow Regimes in Surgical Operating Theatres-A Comparison of Different Turbulence Models, 2003.

KAMEEL, R.; and KHALIL, EE. Air Quality Appraisal in Air Conditioned Spaces: Numerical Analysis. , 2001.

KAO, P. H.; and YANG, R. J. Virus Diffusion in Isolation Rooms. *Journal of Hospital Infection*, 3, 2006, vol. 62, no. 3, pp. 338-345. ISSN 0195-6701.

KAOUTAR, B., et al. Nosocomial Infections and Hospital Mortality: A Multicentre Epidemiological Study. *Journal of Hospital Infection*, 12, 2004, vol. 58, no. 4, pp. 268-275. ISSN 0195-6701.

KEMBEL, Steven W., et al. Architectural Design Influences the Diversity and Structure of the Built Environment Microbiome. *The ISME Journal*, 2012, vol. 6, no. 8, pp. 1469-1479.

KILIC, M.; and SEVILGEN, G. Modelling Airflow, Heat Transfer and Moisture Transport Around a Standing Human Body by Computational Fluid Dynamics. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2008, vol. 35, no. 9, pp. 1159-1164.

LAI, A. C. K.; and CHEN, F. Modeling Particle Deposition and Distribution in a Chamber with a Two-Equation Reynolds-Averaged Navier–Stokes Model. *Journal of Aerosol Science*, 12, 2006, vol. 37, no. 12, pp. 1770-1780.

LAI, A. C. K.; and NAZAROFF, W. W. Modeling Indoor Particle Deposition from Turbulent Flow Onto Smooth Surfaces. *Journal of Aerosol Science*, 4, 2000, vol. 31, no. 4, pp. 463-476. ISSN 0021-8502.

LAUNDER, BE; and SPALDING, DB. The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1974, vol. 3, no. 2, pp. 269-289.

LI, Y.; FUCHS, L. and SANDBERG, M. Numerical Prediction of Airflow and Heat-Radiation Interaction in a Room with Displacement Ventilation. *Energy and Buildings*, 1993, vol. 20, no. 1, pp. 27-43.

LI, Y., et al. Role of Ventilation in Airborne Transmission of Infectious Agents in the Built Environment - a Multidisciplinary Systematic Review. *Indoor Air*, 2, 2007, vol. 17, no. 1, pp. 2-18. ISSN 0905-6947.

LIDWELL, OM, et al. Airborne Contamination of Wounds in Joint Replacement Operations: The Relationship to Sepsis Rates. *Journal of Hospital Infection*, 1983, vol. 4, no. 2, pp. 111-131.

LIGHTHART, B.; and KIM, J. Simulation of Airborne Microbial Droplet Transport. *Applied and Environmental Microbiology*, September 1, 1989, vol. 55, no. 9, pp. 2349-2355. ISSN 1098-5336.

LIN, Z., et al. Comparison of Performances of Displacement and Mixing Ventilations. Part II: Indoor Air Quality. *International Journal of Refrigeration*, 2005, vol. 28, no. 2, pp. 288-305.

LIPSETT, P. A. Do we really Need Laminar Flow Ventilation in the Operating Room to Prevent Surgical Site Infections?. *Annals of Surgery*, 2008, vol. 248, no. 5, pp. 701-703.

LIU, Y.; and MOSER, A. Airborne Particle Concentration Control for an Operating Room. *Roomvent, Copenhagen, Denmark*, 2002.

LIU, J.; WANG, H. and WEN, W. Numerical Simulation on a Horizontal Airflow for Airborne Particles Control in Hospital Operating Room. *Building and Environment*, 2009, vol. 44, no. 11, pp. 2284-2289

LIU, Y.; MOSER, A. and HARIMOTO, K. Numerical Study of Airborne Particle Transport in an Operating Room. , September, 2003. ISBN 1473-3315.

MANGRAM, Alicia J., et al. Guideline for Prevention of Surgical Site Infection, 1999. *American Journal of Infection Control*, 1999, vol. 27, no. 2, pp. 97-134.

MATHISE, H. M.; NIELSEN, P. V. and MOSER, A. Ventilation Effectiveness. *Mundt, E. ed. Brussels: Federation of European Heating and Air-Conditioning Associations*, 2004. ISBN 2-9600468-0-3.

MELHADO, M., et al. Review of Operating Room Ventilation Standards. Prague ed. , 17-19 May, 2006.

MEMARZADEH, F.; and JIANG, Z. Effect of Operation Room Geometry and Ventilation System Parameter Variations on the Protection of the Surgical Site. , 2004.

MEMARZADEH, F.; and MANNING, A. P. Comparison of Operating Room Ventilation Systems in the Protection of the Surgical Site. , 2002. ISBN 0001-2505.

MENDELL, M. J., et al. Improving the Health of Workers in Indoor Environments: Priority Research Needs for a National Occupational Research Agenda. *American Journal of Public Health*, 2002, vol. 92, no. 9, pp. 1430.

MORAWSKA, L. Droplet Fate in Indoor Environments, Or can we Prevent the Spread of Infection?. *Indoor Air*, 2006, vol. 16, no. 5, pp. 335-347. ISSN 1600-0668.

National Institute for Occupational Safety and Health. (NIOSH). Criteria for a Recommended Standard: Occupational Exposure to Waste Anesthetic Gases and Vapors. Cincinnati, OH: U.S. Department of Health, Education, and Welfare. Public Health Service. Center for Disease Control. National Institute for Occupational Safety and Health. DHEW (NIOSH) Publication no. 77-140., 1977.

NELSON, J. P., et al. Clean Room Operating Rooms. *Clinical Orthopaedics and Related Research*, 1973, vol. 96, pp. 179.

NHS Estates. *HBN 4 Supplement 1: Isolation Facilities in Acute Settings*. London: The Stationery Office, 28 Feb 2005, 2005. ISBN 0-11-322711-6.

NIELSEN, PV. Berechnung Der Luftbewegung in Einem Zwangsbelüfteten Raum. *Gesundheits-Ingenieur*, 1973, vol. 94, pp. 299-302.

NIELSEN, P. V. Flow in Air-Conditioned Rooms. Technical University of Denmark, Copenhagen, Denmark., 1976.

NILSSON, H. O.; and HOLMÉR, I. Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Models. *Indoor Air*, 2003, vol. 13, no. 1, pp. 28-37.

NINOMURA, P.; and HERMANS, R. Ventilation Standard for Health Care Facilities. *ASHRAE Journal*, 2008, vol. 50, no. 10, pp. 52-58.

NOAKES, C. J.; and SLEIGH, P. A. Applying the Wells-Riley Equation to the Risk of Airborne Infection in Hospital Environments: The Importance of Stochastic and Proximity Effects. Copenhagen, Denmark ed. , 17-22 August, 2008.

NORDEN. Best Practice in Design and Testing of Isolation Rooms in Nordic Hospitals. . RYDOCK, J. P., et al eds., OSLO: Nordic Innovation Centre, Sept. 2004, 2004. ISBN 0283-7234.

NTC. Tuberculosis Infection Control: A Practical Manual for Preventing TB. , 2007.

Occupational Safety and Health Administration. Anesthetic Gases: Guidelines for Workplace Exposures, 2005.

PERSSON, M.; and LINDEN, J. Wound Ventilation with Ultraclean Air for Prevention of Direct Airborne Contamination during Surgery. , 2004.

PHILLIPS, D. A.; SINCLAIR, R. J. and SCHUYLER, G. D. *Isolation Room Ventilation Design Case Studies*. , 2004b.

QIAN, H., et al. Dispersion of Exhaled Droplet Nuclei in a two-bed Hospital Ward with Three Different Ventilation Systems. *Indoor Air*, 2006, vol. 16, no. 2, pp. 111-128.

QIAN, H., et al. Spatial Distribution of Infection Risk of SARS Transmission in a Hospital Ward. *Building and Environment*, 8, 2009, vol. 44, no. 8, pp. 1651-1658. ISSN 0360-1323.

RAFFEL, M.; WILLERT, C. and KOMPENHANS, J. Particle Image Velocimetry. *Springer Series on Experimental Fluid Mechanics*. Springer, Berlin, 2001.

REDROW, John, et al. Modeling the Evaporation and Dispersion of Airborne Sputum Droplets Expelled from a Human Cough. *Building and Environment*, 2011, vol. 46, no. 10, pp. 2042-2051.

REES, S. J.; MCGUIRK, J. J. and HAVES, P. Numerical Investigation of Transient Buoyant Flow in a Room with a Displacement Ventilation and Chilled Ceiling System. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, vol. 44, no. 16, pp. 3067-3080.

RILEY, E. C.; MURPHY, G. and RILEY, R. L. Airborne Spread of Measles in a Suburban Elementary School. *American Journal of Epidemiology*, 1978, vol. 107, no. 5, pp. 421-432.

RIM, D.; and NOVOSELAC, A. Ventilation Effectiveness as an Indicator of Occupant Exposure to Particles from Indoor Sources. *Building and Environment*, 5, 2010, vol. 45, no. 5, pp. 1214-1224. ISSN 0360-1323.

ROMANO, F.: Numerical and Experimental Analysis of Airborne Particles Control in an Operating Theater. *Building and Environment*, 2015, vol. 89, pp. 369-379.

ROOS, A. On the Effectiveness of Ventilation. Eindhoven University of Technology, 1999.

SALVATI, E. A., et al. Infection Rates After 3175 Total Hip and Total Knee Replacements Performed with and without a Horizontal Unidirectional Filtered Air-Flow System. *The Journal of Bone and Joint Surgery.American Volume*, Apr, 1982, vol. 64, no. 4, pp. 525-535. ISSN 0021-9355.

SANDBERG, M. What is Ventilation Efficiency?. *Building and Environment*, 1981, vol. 16, no. 2, pp. 123-135.

SCOTT, R. Douglas; and DOUGLAS, R. The Direct Medical Costs of Healthcare-Associated Infections in US Hospitals and the Benefits of Prevention, 2009.

SEHULSTER, L., et al. Guidelines for Environmental Infection Control in Health-Care Facilities. *Morbidity and mortality weekly report recommendations and reports RR*, 2003, vol. 52, no. 10.

SEINFELD, J. H. Atmospheric Chemistry and Physics of Air Pollution, 1985.

SKOV, P., et al. Influence of Personal Characteristics, Job-Related Factors and Psychosocial Factors on the Sick Building Syndrome. *Scandinavian Journal of Work, Environment & Health*, 1989, vol. 15, no. 4, pp. 286-295.

SØRENSEN, Dan Nørtoft; and VOIGT, Lars Køllgaard. Modelling Flow and Heat Transfer Around a Seated Human Body by Computational Fluid Dynamics. *Building and Environment*, 6, 2003, vol. 38, no. 6, pp. 753-762. ISSN 0360-1323.

SPENGLER, J. D.; SAMET, J. M.and MCCARTHY, J. F. Indoor Air Quality Handbook. McGraw-Hill Professional, 2001.

SREBRIC, J.; and CHEN, Q. Simplified Numerical Models for Complex Air Supply Diffusers. , July, 2002.

SREBRIC, J.; and CHEN, Q. A Method of Test to Obtain Diffuser Data for CFD Modeling of Room Airflow. *ASHRAE Transactions*, 2001, vol. 107, no. 2, pp. 108-116.

STEVENSON, T. C. Experimental Investigation of Hospital Operating Room Air Distribution. Georgia Institute of Technology, 2008.

SZE TO, G. N.; and CHAO, C. Y. H. Review and Comparison between the Wells–Riley and Dose-Response Approaches to Risk Assessment of Infectious Respiratory Diseases. *Indoor Air*, 2010, vol. 20, pp. 2-16.

TANG, J. W., et al. Door-Opening Motion can Potentially Lead to a Transient Breakdown in Negative-Pressure Isolation Conditions: The Importance of Vorticity and Buoyancy Airflows. , 12, 2005.

TANG, J. W., et al. Factors Involved in the Aerosol Transmission of Infection and Control of Ventilation in Healthcare Premises. *Journal of Hospital Infection*, 2006a, vol. 64, no. 2, pp. 100-114.

TANG, J. W.; Factors Involved in the Aerosol Transmission of Infection and Control of Ventilation in Healthcare Premises. *Journal of Hospital Infection*, 2006b, vol. 64, no. 2, pp. 100-114.

THOOL, S. B., SINHA, S. L.: Performance Evaluation of Conventional Mixing Ventilation Systems for Operating Room in the View of Infection Control by Numerical Simulation. *International Journal of Bio-Science & Bio-Technology*, 2014, vol. 6, no. 4.

TIAN, Z. F.: Numerical Studies of Indoor Airflow and Particle Dispersion by Large Eddy Simulation. *Building and Environment*, 10, 2007, vol. 42, no. 10, pp. 3483-3492.

VACIC. Guidelines for the Classification and Design of Isolation Rooms in Health Care Facilities. Melbourne, Victoria, Australia.: Department of Human Services - Victorian Advisory Committee on Infection Control, 2007. ISBN 0-11-321752-8.

VILLAFRUELA, J. M., et al. Manual De Diseño De La Climatización y Ventilación De Quirófanos y Habitaciones. , 2011. ISBN 978-84-914-4588-9.

WALTER, C. W.; KUNDSIN, R. B. and BRUBAKER, M. M. The Incidence of Airborne Wound Infection during Operation. *JAMA: The Journal of the American Medical Association*, 1963, vol. 186, no. 10, pp. 908.

WANG, B.; ZHAO, B. and CHUN, C. A Simplified Methodology for the Prediction of Mean Air Velocity and Particle Concentration in Isolation Rooms with Downward Ventilation Systems. *Building and Environment*, 8, 2010, vol. 45, no. 8, pp. 1847-1853. ISSN 0360-1323.

WELLS, W. F. Airborne Contagion and Air Hygiene. an Ecological Study of Droplet Infections. *Airborne Contagion and Air Hygiene. an Ecological Study of Droplet Infections.*, 1955.

WOLOSZYN, M.; VIRGONE, J. and MÉLEN, S. Diagonal Air-Distribution System for Operating Rooms: Experiment and Modeling. *Building and Environment*, 10, 2004, vol. 39, no. 10, pp. 1171-1178.

World Health Organization. Indoor Air Pollutants: Exposure and Health Effects. *EURO Reports and Studies*, 1983, vol. 78, pp. 1-42.

XU, H. T.; and NIU, J. L. A New Method of CFD Simulation of Airflow Characteristics of Swirling Floor Diffusers. Eindhoven, Netherlands ed. , 11-14, August , 2003, 2003.

YAKHOT, V.; and ORSZAG, S. A. Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory. *Journal of Scientific Computing*, 1986, vol. 1, no. 1, pp. 3-51.

YOUSAF, R., et al. CFD and PIV based investigation of indoor air flows dominated by buoyancy effects generated by human occupancy and equipment, 2011.

ZHAI, Z. J., et al. Evaluation of various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1—Summary of Prevalent Turbulence Models. *HVAC&R Research*, 2007, vol. 13, no. 6, pp. 853-870.

ZHANG, Y. Indoor Air Quality Engineering. CRC, 2005.

ZHANG, T.; LEE, K. and CHEN, Q. A Simplified Approach to Describe Complex Diffusers in Displacement Ventilation for CFD Simulations. *Indoor Air*, 2009, vol. 19, no. 3, pp. 255-267.

ZHAO, B., et al. Particle Dispersion and Deposition in Ventilated Rooms: Testing and Evaluation of Different Eulerian and Lagrangian Models. *Building and Environment*, 4, 2008, vol. 43, no. 4, pp. 388-397.

ZHAO, B., et al. Comparison of Indoor Aerosol Particle Concentration and Deposition in Different Ventilated Rooms by Numerical Method. *Building and Environment*, 1, 2004, vol. 39, no. 1, pp. 1-8.

ZOON, W. A. C., et al. On the Applicability of the Laminar Flow Index when Selecting Surgical Lighting. *Building and Environment*, 9, 2010, vol. 45, no. 9, pp. 1976-1983. ISSN 0360-1323.

ANEXO

ESPECIFICACIONES EQUIPOS

En este apartado se incluyen las tablas con las características más importantes de cada equipo utilizado en los ensayos.

A.1 Láser

Tabla A. 1 Especificaciones del láser.

	Valor
Espesor plano láser	Ajustable
Rango de enfoque del plano láser. (Orientación 2D)	500 – 4000 mm (dependiendo del diámetro y divergencia del rayo)
Fáctor de compresión y expansión. Ajuste del espesor	Expansion factor: 1.50 Compression factor: 0.67
Transmisión óptica	>90 %
Recubrimiento óptico	532 nm
Máximo energía por pulso de entrada	500 mJ for a 10 ns pulso and 6 – 12 diámetro del rayo
Máximo diámetro del rayo de entrada	12 mm
Polarización de la entrada	Cualquiera
Dimensiones (mm)	∅ 52 x 69
Peso (g)	275

A.2 Cámara

Tabla A. 2 Especificaciones de la cámara.

	Valor
Tipo CCD	Escáner interlineal progresivo
Refrigeración	Peltier
Pixels activos	2048 x 2048
Dimensiones Sensor	15.2 mm × 15.2 mm
Tamaño Pixel	7.4 μm × 7.4 μm
Array micro-lentes	Estandar
Supresión Blooming	Si
Frecuencia Pixels	30 MHz
Resolución digital	12-bit, 8-bit modo de reducción datos
Ruido de salida	25 electrones r.m.s
Capacidad Pixel	20000 electrones
Amplificador dual de salida	Si, desajustes mejores que 1%
Amplificador de salida	Si
Máximo ratio <i>Single frame</i>	14.5 Hz
Máximo ratio <i>Double frame</i>	7 Hz
Mejora contraste	0 dB to 14 dB (16 step) Software controlable
Corrección Pixel	Si (Note: max. ratio imágenes aumenta con
Rango de intervalo entre pulsos	0.2 μs
Disparador externo	Si
Dimensiones carcasa cámara (L × W × H)	162 mm × 85 mm × 85 mm
Montaje lente	<i>F-mount</i>
Interfaz	Enlace cámara

A.3 Ventilador

Tabla A. 3 Características técnicas ventilador CMT-2001060

	Valor
Impulsión	Motor trifásico asíncrono de 2 polos
Potencia útil máxima	0.37 KW
Caudal máximo	935 m ³ /h
ΔP caudal máximo	80 mmca (milímetros de columna de agua)
ΔP máximo	130 mmca
Caudal ΔP máximo	200 m ³ /h

A.4 Variador de frecuencia

Tabla A. 4 Características técnicas del variador de frecuencia ATV312HU22M2

	Valor
Potencia máxima	2.2 KW
Rango Voltaje entrada	200 – 240 V
Frecuencia entrada	50/60Hz
Intensidad máxima de entrada	21.9 A
Rango Voltaje salida	200 – 240 V
Rango de frecuencias de salida	0.5 – 500 Hz
Intensidad máxima de salida	11 A

A.5 Anemómetro de ultrasonidos

Tabla A. 5 Especificaciones anemómetro

	Valor
Distancia emisor – receptor	50 mm
Volumen de medida	50 x 50 x 50 mm
Distancia centro volumen de medida – parte superior anemómetro.	24 mm
Tamaño volumen de medida vertical	25 mm
Distancia centro volumen de medida – parte superior volumen de medida	15 mm
Rango de medida	0 – 10 m/s
Incertidumbre	2 %
Resolución	0.005 m/s
Frecuencia de muestreo	10 Hz

