



UNIVERSIDAD DE JAÉN

Escuela Politécnica Superior de Jaén

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN MEDIANTE TÉCNICAS CFD DE LA CLIMATIZACIÓN DE UN RECINTO

Alumno: Marta Hinojosa Aguayo

Tutor: Prof. D. Cándido Gutiérrez Montes
Prof. D. Nabih Khanafer Bassam

Dpto: Ingeniería mecánica y minera

Junio, 2016



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Jaén
Departamento de Ingeniería mecánica y minera

Don Cándido Gutierrez Montes y Nabih Khanafer Bassam , tutores del Proyecto Fin de Carrera titulado: **DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN MEDIANTE TÉCNICAS CFD DE LA CLIMATIZACIÓN DE UN RECINTO**, que presenta Marta Hinojosa Aguayo, autoriza su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

Jaén, 13 Junio de 2016

El alumno:

Marta Hinojosa Aguayo

Los tutores:

Cándido Gutierrez Montes

Nabih Khanafer Bassam

AGRADECIMIENTOS

En particular agradecer la ayuda prestada a mis tutores de este Trabajo Fin de Grado, y en general a todos aquellos docentes que han ido pasando por todas mis etapas formativas, pues son parte del objetivo final conseguido.

Dar las gracias a mis padres , por dárme todo y enseñarme que con esfuerzo y dedicación ningún sueño es inalcanzable.

A mis amigos, simplemente, por ser como son.

Índice

1. INTRODUCCIÓN	13
1.1. Origen del proyecto	13
1.2. Objeto del proyecto	14
1.3. Motivación y alcance del proyecto.....	16
 2. PRESENTACIÓN DEL PROBLEMA.....	 18
 3. CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS	 19
3.1 El Método CLTD	19
3.2 Cálculo de cargas y desarrollo del método.....	20
3.2.1. Carga de refrigeración debida al techo.....	20
3.2.2. Carga de refrigeración debida a muros	23
3.2.3. Carga de refrigeración debida a ventanas.....	27
3.2.4. Carga de refrigeración debida a muros restantes y suelo.....	33
3.2.5. Carga de refrigeración debida a ganancias internas	33
3.2.6. Carga de refrigeración debida a infiltraciones/ventilación	39
 4. CONCEPTOS ELEMENTALES DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS.	 42
4.1. Introducción. Hipótesis del medio continuo	42
4.2. Propiedades en los fluidos.	44
4.2.1. Densidad	44
4.2.2. Velocidad	44
4.2.3. Energía interna.....	44
4.2.4. Viscosidad. Condición de no deslizamiento.....	45
4.2.5. Presión.....	47
4.2.6. Fuerzas en un fluido.....	47
4.3. Líneas de corriente, trayectorias y sendas.	48
4.4. Clasificación de los flujos en mecánica de fluidos.	49
4.4.1. Flujo interno y flujo externo	49
4.4.2. Flujo estacionario y no estacionario	50
4.4.3. Flujo laminar y turbulento. Número de Reynolds.	50
4.4.4. Flujo compresible e incompresible. Número de mach.	52
4.4.5. Tipo de flujo utilizado en la simulación	53

4.5.	Principios básicos de la dinámica de fluidos.....	54
4.5.1.	Ecuación de continuidad (conservación de la masa).....	54
4.5.2.	Ecuación de Bernoulli.....	55
4.5.3.	Capa límite. Desprendimiento de capa límite.	57
5.	INTRODUCCIÓN A LA VENTILACIÓN	61
5.1.	Difusión de aire en locales.	63
5.1.1.	Presencia de obstáculos. El efecto <i>Coandă</i>	67
5.1.2.	Tipos de difusores.....	70
5.1.3.	Bocas de aspiración.....	74
5.1.4.	Ruidos.....	74
6.	DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	75
6.1.	Introducción a las técnicas CFD.....	75
6.2.	Ventajas e inconvenientes de CFD	78
6.3.	Procedimiento y etapas de un análisis CFD	79
6.4.	Resumen del método de cálculo de la solución numérica.	81
6.4.1.	Ecuaciones que describen el movimiento de un fluido	81
6.4.2.	Métodos de discretización de las ecuaciones de flujo.	83
7.	MODELADO CAD.....	85
7.1.	Descripción y obtención de la geometría de trabajo.	85
8.	MALLADO	88
8.1.	Introducción. Terminología y clasificación.	88
8.2.	Tipos de malla.....	89
8.2.1.	Clasificación de la malla según su forma.....	89
8.2.2.	Clasificación según la distribución de las celdas	90
8.3.	Parámetros importantes en la calidad de malla.....	91
8.4.	Modelado de la malla computacional	93
8.4.1.	Named selection.	93
8.4.2.	Method and Sizing.	94

9. SIMULACIÓN NUMÉRICA Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	98
9.1. Configuración de la simulación numérica.	98
9.1.1. General	98
9.1.2. Models.	99
9.1.3. Materiales.	100
9.1.4. Cell zone condition.	100
9.1.5. Boundary condition.	100
9.1.6. Solution method.	102
9.1.7. Solution control.	103
9.1.8. Solution Initialization.	104
9.1.9. Calculation activities.	104
9.2. Resultados	105
9.2.1. Comprobaciones generales de convergencia.	106
9.2.2. Análisis de resultados.	109
10. CONCLUSIONES	171
BIBLIOGRAFÍA	173

Índice de figuras

Figura 3.1 – Dibujo CAD muro orientación norte	26
Figura 3.2 – Transmisión de calor en ventanas	27
Figura 3.3 – Carga de refrigeración sensible y latente.....	37
Figura 4.1-Condición de no deslizamiento.....	46
Figura 4.2-Vectores de velocidad tangentes a líneas de corriente.....	48
Figura 4.3-Línea de corriente y trayectoria	49
Figura 4.4 - Flujo laminar y turbulento.	50
Figura 4.5 - Regiones válidas y no válidas para la ecuación de Bernoulli.Figura 4.6 - Flujo laminar y turbulento.....	50
Figura 4.7 - Regiones válidas y no válidas para la ecuación de Bernoulli.	56
Figura 4.6 – Capa límite en una placa plana	57
Figura 4.7 – Transición de la capa límite laminar sobre una placa plana a una capa límite turbulenta dependiendo del número de Reynolds.....	58
Figura 4.8 – Efecto del gradiente de presiones en la evolución de la capa límite.	59
Figura 4.9 – Ejemplo de desprendimiento de capa límite y estela	59
Figura 5.1. - Comportamiento del aire impulsado en un local	64
Figura 5.2. -Velocidades del aire próximas a aspiración.....	64
Figura 5.5. -Impulsión lateral. Aspiración por rejilla baja.....	65
Figura 5.4. -Impulsión por el techo. Aspiración por rejilla baja.Figura 5.5. -Impulsión lateral. Aspiración por rejilla baja.	65
Figura 5.4. -Impulsión por el techo. Aspiración por rejilla baja.....	66
Ilustración 5.5. -Impulsión y aspiración por el suelo.Figura 5.4. -Impulsión por el techo. Aspiración por rejilla baja.	66
Ilustración 5.5. -Impulsión y aspiración por el suelo.....	66
Ilustración 5.6. -Impulsión y aspiración en un bloque, con bocas en distintas direcciones....	66
Figura 5.7. - Zonificación de espacios para distribuir la difusión	67
Figura 5.8. - Efecto Coanda sobre la superficie de una cuchara.....	67
Figura 5.9. - Efecto Coanda en la difusión del aire.	68
Figura 5.10. - Cese del efecto Coanda por presencia de obstáculos.	68
Figura 5.11.....	68
Figura 5.12 – Comparación distribución del aire con <i>efecto Coanda</i> y sin <i>efecto Coanda</i> .Figura 5.11.....	68
Figura 5.12 – Comparación distribución del aire con <i>efecto Coanda</i> y sin <i>efecto Coanda</i>	69
Figura 5.13 - Difusor circularFigura 5.12 – Comparación distribución del aire con <i>efecto Coanda</i> y sin <i>efecto Coanda</i>	69
Figura 5.13 - Difusor circular	71
Figura 5.14. - Difusor cuadrado.	71
Figura 5.15 - Difusor rectilíneoFigura 5.14. - Difusor cuadrado.....	71
Figura 5.15 - Difusor rectilíneo	72
Figura 5.16 – Divergencia de las distintas persianas.....	73
Figura 5.17 – Difusor de suelo.....	74
Figura 8.1 – Diagrama técnicas CFD.....	80
Figura 7.1 – Vista trimétrica de la geometría desarrollada en <i>Solidworks</i>	85
Figura 7.2 – Vista isométrica de la geometría desarrollada en <i>Solidworks</i>	86
Figura 7.3 – Geometría final para uno de los casos en el módulo <i>Design modeler</i>	87
Figura 8.1 – Elementos definitorios en una malla	88

Figura 8.2 – Tipo de celdilla para problemas bidimensionales.....	89
Figura 8.3 – Tipo de celdilla para problemas tridimensionales.....	89
Figura 8.4 – Comparación de celda común con celda óptima equilátera	92
Figura 8.5 – Rango de aceptabilidad para valores de asimetría en <i>Fluent</i>	92
Figura 8.6 – Árbol con las condiciones de contorno (Named selection)	93
Figura 8.7 – Malla tetraédrica obtenida en el módulo de mallado de <i>Ansys</i> para uno de los casos de estudio	95
Figura 8.8 – Valores de la asimetría agrupados por cantidad de elementos en un casos de estudio	95
Figura 8.9 – Valores de la calidad agrupados por cantidad de elementos en un caso de estudio	96
Figura 8.10 – Valores del ratio de aspecto agrupados por cantidad de elementos en un caso de estudio.....	96
Figura 8.11 – Valores del parámetro de ortogonalidad agrupados por cantidad de elementos en un caso de estudio	97
Figura 9.1 – Desequilibrio del flujo neto de masa entre las entradas y las salidas.....	106
Figura 9.2 - Gráfico de residuales	107
Figura 9.3 – Valor de los residuales según iteraciones en el cálculo de la solución.....	108
Figura 9.4 – Malla para la configuración del caso I.....	110
Figura 9.5 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8\text{m}$	111
Figura 9.7 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$	112
(Fuente: elaboración propia)	112
Figura 9.8 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$	113
Figura 9.9 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	114
Figura 9.10 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	114
Figura 9.11 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8\text{m}$	116
Figura 9.12 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$	117
Figura 9.13 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$	117
Figura 9.14 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$	118
Figura 9.15 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	119
Figura 9.16 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	119
Figura 9.17 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8\text{m}$	120
Figura 9.18 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$	121
Figura 9.19 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$	121
Figura 9.20 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$	122
Figura 9.21 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	123
Figura 9.22 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	123
Figura 9.23 – Malla para configuración del caso II.....	124
Figura 9.24 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8\text{m}$	125
Figura 9.25 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$	125
Figura 9.26- Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$	126
Figura 9.27 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$	126

Figura 9.28 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	127
Figura 9.29 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	127
Figura 9.30 – Malla para la configuración del caso III	129
Figura 9.31 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8m$	130
Figura 9.32 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$	130
Figura 9.33 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$	131
Figura 9.34 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5m$	131
Figura 9.35 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	132
Figura 9.36 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	132
Figura 9.37 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8m$	133
Figura 9.38 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$	133
Figura 9.39 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$	134
Figura 9.40 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2m$	134
Figura 9.41 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	135
Figura 9.42 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	135
Figura 9.43 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8m$	136
Figura 9.44 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$	137
Figura 9.45 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$	137
Figura 9.46 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5m$	138
Figura 9.47 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	138
Figura 9.48 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	139
Figura 9.49 – Malla para la configuración del caso IV	140
Figura 9.50 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8m$	140
Figura 9.53 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5m$ (Fuente: elaboración propia)	141
Figura 9.52 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$ (Fuente: elaboración propia)	141
Figura 9.51 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$. (Fuente:elaboración propia)	141
Figura 9.54 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	142
Figura 9.55 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C) (Fuente : Elaboración propia)	142
Figura 9.56 – Malla configuración caso V	144
Figura 9.58 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$ (Fuente: elaboración propia)	145
Figura 9.59 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$ (Fuente: elaboración propia)	145
Figura 9.60 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5m$ (Fuente: elaboración propia)	145

Figura 9.61 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada (Fuente: elaboración propia).....	146
Figura 9.62 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C) (Fuente: elaboración propia)	146
Figura 9.63 – Malla para configuración del caso V con modificaciones	148
Figura 9.64 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C).....	148
Figura 9.65 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura y=0,8m	149
Figura 9.66 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=0,8m.	149
Figura 9.67 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m.	150
Figura 9.68 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m.	150
Figura 9.69 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	151
Figura 9.70 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura y=0,8m	152
Figura 9.71 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=0,8m.	152
Figura 9.72 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m.	152
Figura 9.73 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m.	153
Figura 9.74 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	153
Figura 9.75 –Comparación de isocontornos de temperaturas (23-29°C) para planos verticales situados a la distancia x indicada	154
Figura 9.76 –Comparación de isocontornos de temperaturas (23-25°C) para planos verticales situados a la distancia x indicada	155
Figura 9.77 – Malla para la configuración del caso VI	156
Figura 9.78 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=0,8m	157
Figura 9.79 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m	158
Figura 9.80 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m	158
Figura 9.81 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	159
Figura 9.82 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada (Fuente: elaboración propia).....	159
Figura 9.83 – Disposición bocas de impulsión y aspiración caso VI (Fuente: elaboración propia).....	160
Figura 9.84 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=0,8m	161
Figura 9.85 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m	161
Figura 9.86 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m	162
Figura 9.87 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada	162
Figura 9.88 –Comparación de isocontornos de temperaturas (23-25°C) para planos verticales situados a la distancia x indicada	164
Figura 9.89 – Isocontorno de velocidades (0-0,3 m/s) para el Caso V-30°	166
Figura 9.90 – Isocontorno de velocidades (0-0,3 m/s) para el Caso VI-impulsión no uniforme	166
Figura 9.91 – Vista isométrica líneas de corriente habitación	167
Figura 9.92 – Vista isométrica habitación con líneas de corriente y renderizado del volumen fluido	168
Figura 9.93 – Vista en planta líneas de corriente y renderizado del volumen fluido.	169
Figura 9.94 – Vista lateral líneas de corriente y renderizado del volumen fluido	169

Figura 9.94 – Vista frontal líneas de corriente y renderizado del volumen fluido.....	170
Figura 9.95 – Líneas de corriente en la salida de los ordenadores.....	170

Índice de tablas

Tabla 3.1.....	20
Tabla 3.2.....	22
Tabla 3.3 – Correspondencia aproximada USA/ESPAÑA entre materiales de construcción.....	24
Tabla 3.4 – Descripción del grupo de construcción de paredes.....	24
Tabla 3.5.....	25
Tabla 3.6 – Diferencias de temperaturas por cargas de frío para conducción en vidrio.....	28
Tabla 3.7 – Valores de (SGHF) _o en función del mes, latitud y orientación.....	29
Tabla 3.8 – Factor de conversión para cristal de referencia.....	30
Tabla 3.9 – Factores de carga de frío para vidrio interior no sombreado (latitud N).....	31
Tabla 3.10 – Ampliación de la tabla 3.9.....	23
Tabla 3.11 – Porcentaje de área y carga de refrigeración según región del muro.....	32
Tabla 3.12 – Coeficiente en función de la luminaria.....	33
Tabla 3.13 – Potencia por unidad de superficie en función del tipo de local.....	34
Tabla 3.14 – Densidades de ocupación.....	35
Tabla 3.15 – Valores de ganancia térmica para ocupantes en ambientes acondicionados...37	
Tabla 3.16 – Categoría del aire interior en función del uso de los edificios.....	39
Tabla 3.17 – Caudales de aire exterior, l/s por persona.....	39
Tabla 9.1 – Valores impuestos en las simulaciones para las condiciones de contorno.....	101
Tabla 9.2 – Valores de temperatura en tres puntos en función del número de celdillas.....	108

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Origen del proyecto

El siguiente Trabajo Fin de Grado denominado “Diseño y optimización mediante técnicas CFD de la climatización de un recinto” surge de la necesidad de calcular, analizar y optimizar una sala de ordenadores en cuanto al confort térmico se refiere. Para ello, aparte de un cálculo de las cargas térmicas manual, se va a utilizar el programa de dinámica de fluidos computacional (CFD) *ANSYS FLUENT*, el cual utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas sobre el flujo de sustancias.

Bajo un punto de vista generalizado, se hace necesario disponer de un buen sistema de climatización en zonas tanto domésticas como industriales, más si cabe si se trata de lugares públicos o con alta ocupación como puede ser nuestro caso, ya que proporciona un buen grado de confort térmico y salubridad.

El confort térmico puede definirse como la ausencia de "malestar térmico". En fisiología, hay confort térmico cuando para una actividad sedentaria y una indumentaria dada, los sistemas termo reguladores no tienen que intervenir conforme a unos índices que sobrepasan los valores de umbral (sudación, metabolismo). De una forma más llana, existe confort térmico cuando las personas presentes en la zona no experimentan sensación de “calor” o de “frío”, es decir, cuando las condiciones de temperatura, humedad y movimientos del aire son favorables a la actividad que desarrollan. La evaluación del confort térmico es una tarea compleja por el alto grado de subjetividad que implica, aunque hay unos parámetros que podemos tomar como generales.

Con el presente trabajo “Diseño y optimización mediante técnicas CFD de la climatización de un recinto” se pretende estudiar los fenómenos que se dan para este caso de estudio en particular, sacar conclusiones, optimizar aquello que sea posible y poder ser capaces de extrapolar la casuística de un caso particular a ámbitos más globales.

1.2. Objeto del proyecto

Este Trabajo Fin de Grado se ha realizado planteando y desarrollando los siguientes objetivos generales y específicos. Como objetivos generales tenemos los siguientes:

- Obtener nociones sobre el cálculo y dimensionamiento de cargas térmicas en un caso real.
- Contrastar y poder dotar de mayor precisión a los cálculos que son realizados por los profesionales en el ámbito de la climatización.
- Validar las técnicas CFD como una herramienta eficaz a la hora de evaluar diferentes comportamientos de los fluidos y poder contrastar resultados con casos reales.

En cuanto a objetivos más específicos consideramos los mostrados a continuación:

- Calcular de forma práctica las cargas de refrigeración necesarias para el caso de estudio elegido, el cual se llevará a cabo mediante el llamado “Método CLTD”.
- Breve estudio sobre la difusión de aire en locales, efectos producidos, tipos de difusores, etc.
- Pequeña introducción a las bases de la mecánica de fluidos computacional.
- Creación de la geometría de trabajo mediante el uso de un programa de diseño 3D el cual permita ajustar nuestra demanda geométrica de una manera simplificada y lo más parecida a un caso real posible, en este caso se va a utilizar el programa de diseño “Solidworks” ya que ha sido el que se ha utilizado en asignaturas del grado.
- Implementación del mallado al modelo 3D de la geometría obtenida previamente a partir de un programa específico destinado a conseguir la malla para poder implementarla posteriormente en un programa de simulación de elementos finitos, en nuestro caso *Ansys Fluent*. La geometría se exportará en formato IGES o PARASOLID para el buen reconocimiento del programa encargado de realizar la malla, en este caso se ha elegido el mallador de ANSYS INC.

- Simulación de los casos de estudio y posterior análisis y optimización de los mismos por medio de las técnicas CFD mediante el programa de la misma compañía *FLUENT*. Se pretende a su vez validar las técnicas CFD como una herramienta eficaz a la hora de evaluar y analizar diferentes comportamientos de los fluidos. El objetivo es hacer un estudio de los posibles casos que podrían utilizarse para climatizar la sala en cuestión, utilizando los datos referentes al caso real calculado por el Método CLTD y cambiando variables como la posición, inclinación, número de bocas de impulsión...para así dilucidar cual se aproximaría más al resultado buscado. La meta principal es conseguir la configuración más óptima para obtener un grado alto de confort térmico en la habitación.

1.3. Motivación y alcance del proyecto

Tal y como se ha descrito en los objetivos del proyecto, se comenzará realizando un breve cálculo de las cargas reales que existen en la habitación objeto de estudio. Este estudio se llevará a cabo por medio del Método CLTD, que se explicará y desarrollará más adelante. Este paso dotará de conocimiento a la hora de saber calcular de manera práctica un caso real de climatización que se nos pueda presentar en nuestro día a día como ingenieros.

A continuación se pondrá en práctica el manejo en el diseño en 3D, en este caso se simplificará en gran medida por el simple motivo de no dificultar mucho el procesamiento en el programa de mallado y simulación. Bajo un punto de vista técnico, es muy importante tener un buen manejo y práctica de este tipo de conocimiento ya que en el ámbito profesional del campo de la ingeniería es comúnmente necesario la necesidad del diseño en este tipo de software.

Una vez obtenida dicha geometría el siguiente paso es adaptarla correctamente a cada caso de estudio y exportarla al programa de mallado. En este paso es importante saber equilibrar la balanza entre una malla relativamente de buena calidad y el gasto computacional que ello implica. Se exige tener relativo conocimiento de los parámetros que son necesarios modificar para un buen balance entre estos parámetros.

Por último se pasaría a la simulación de cada caso de estudio mediante el programa *Ansys Fluent*; uno de los aspectos más importantes es el de elegir acertadamente las ecuaciones y regular los parámetros por los que estarán regidas dichas simulaciones. Una vez realizadas dichas simulaciones el último paso consistiría en analizar, sacar conclusiones y mejorar u optimizar los resultados; para ello nos ayudaremos del mismo programa, el cual incluye un módulo de Post procesamiento de los resultados.

La motivación que me ha llevado a elegir este tipo de proyecto se debe a varias razones, las cuales detallaré brevemente en el siguiente párrafo.

Por una parte, me ha motivado mi gran interés por el campo de la mecánica de fluidos y la termodinámica, es un trabajo en el que se tocan aspectos relacionados con ambas y es una oportunidad para profundizar en temas basados en ellas. Me gustaría que mi futuro profesional estuviera focalizado en temas aplicados de estos campos de conocimiento.

Por otro lado, me parece muy interesante y beneficioso el poder profundizar y trabajar en el ámbito de la mecánica de fluidos computacional (CFD), ya que es un campo que ofrece un amplio abanico de posibilidades; entre ellas la optimización de casos reales, la rapidez y precisión en los resultados y uno de los que veo más

interesantes, el poder simular de forma teórica lo que quizás de forma empírica conduce a gastos enormes, tanto de tiempo como de dinero. Además se esperan grandes expectativas de crecimiento de esta técnica, lo que favorecerá que se disparen todavía más sus usos y funciones. Es por ello por lo que su manejo y aprendizaje resulta un gran atractivo de cara al futuro académico y laboral de cualquier estudiante de ingeniería, ya que abre paso a una tecnología en auge y muy solicitada por las empresas punteras de la actualidad.

El alcance que pretendo con el proyecto no es quedarme solo con la idea del estudio de una sala de ordenadores, sino probar y demostrar la potencia y proyección que ofrece esta forma de estudio en el campo de los fluidos. Los resultados pueden extrapolarse a grandes salas de máquinas, grandes centros comerciales, edificios de oficinas...etc consiguiendo una rápida optimización de la climatización, un estudio del comportamiento del aire en dichos lugares y un ahorro de coste , tanto energético, temporal y de recursos.

El fin, al fin y al cabo, es el que siempre debería tener en mente un ingeniero, hacerle la vida más fácil a las personas con la mayor optimización de recursos posibles.

2. PRESENTACIÓN DEL PROBLEMA

El caso de estudio trata de una sala de ordenadores de ámbito universitario. Se ha utilizado como referencia una de las salas de ordenadores presentes en la Escuela Politécnica Superior de Jaén. La habitación presenta unas medidas de 15 metros de largo, 10 metros de ancho y 3 metros de alto; lo que hace una superficie de 150 m^2 y un volumen total de 450 m^3 . La sala está estimada para una ocupación de 35 personas aproximadamente; se ha diseñado con un total de 4 mesas y en total hay 32 puestos de ordenador.

El problema se va a analizar para la estación del año correspondiente al verano, en particular en el mes de Julio, por lo que se trata de un problema de refrigeración.

Para posteriormente llevar a cabo la simulación en *Fluent* se deberá tener en cuenta ciertas simplificaciones por reducir la complejidad de la misma.

Remarcar que este trabajo fin de grado no persigue el cálculo real y exacto de la climatización de un recinto; el fin es que, en base a unos cálculos de cargas térmicas reales estimativos proceder a la simulación de dicho recinto variando condiciones de contorno del mismo, como pueden ser por ejemplo la posición o número de las bocas de impulsión y aspiración. El objetivo es estudiar y analizar cómo influyen estos parámetros en la distribución del aire para nuestro caso de estudio particular y si es posible llegar a un resultado favorable basado en el confort térmico. Este trabajo tiene como finalidad poder sacar conclusiones soportadas por los resultados obtenidos y por otra parte, poder demostrar la potencia del software utilizado.

3. CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS

3.1 El Método CLTD

Para este trabajo se va a utilizar el método ASHRAE CLTD/CLF (Diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento/Factor de carga de enfriamiento), propuesto inicialmente en 1977 y desarrollado como método de cálculo manual el cual utilizaba los valores de CLTD y CLF tabulados.

Los valores fueron calculados haciendo uso del método de las funciones de transferencia, el cual proporciona las cargas de enfriamiento para condiciones ambientales y tipos de zonas estandarizadas. Esas cargas fueron normalizadas, de tal forma que el diseñador podía determinarlas para cada hora con una multiplicación sencilla. (G., 2006)

En trabajos posteriores (McQuiston et al., 1993) se realizaron revisiones al método CLTD/CLF con la finalidad de obtener resultados más exactos, lo cual condujo al CLTD/SCL/CLF en el que se introduce un nuevo factor, la carga de enfriamiento solar (SCL), para calcular la carga por radiación en vidrios (fenestración). Este era más fácil de usar. También se generaron datos para CLTD y CLF a partir de los nuevos coeficientes de funciones de transferencia por conducción y factores de respuesta desarrollados en el proyecto de investigación de la Ashrae RP-472.

El método en sí se basa en el empleo de tablas de factores de carga precalculados para unas condiciones estándar o de referencia. Estas condiciones de referencia son también aplicables a unas características de los edificios, con estos datos se obtiene una carga térmica que luego hay que corregir, recalculando con tablas de temperatura exterior, latitud, e incluyendo las características constructivas propias del edificio objeto de nuestro diseño, que permiten corregir los efectos de acumulación de calor, proporcionando factores de cargas transitorias y no solo las cargas estacionarias.

3.2 Cálculo de cargas y desarrollo del método

A continuación se exponen los pasos seguidos hasta llegar a la carga de refrigeración total necesaria para el problema objeto de estudio. Se irá aplicando el desarrollo del método en función de las cargas presentes en la sala.

Las cargas de refrigeración se pueden dividir en cargas de refrigeración debidas a cargas externas, cargas de refrigeración debidas a cargas internas y debidas a infiltraciones/ventilación.

3.2.1. Carga de refrigeración debida al techo

En este caso de estudio se trata de un techo suspendido, pues se es necesario de un espacio para incorporar el sistema de ventilación.

Es un techo compuesto por 101,6 mm de hormigón más 25,4 mm de aislamiento.

Para saber las características del mismo acudiremos a la tabla nº 5 del capítulo 26 del manual de ASHRAE [2].

En dicha tabla se encuentra que el tipo de techo elegido tiene las características expuestas en la tabla 3.1.

Masa (Kg/m^2)	U ($W/m^2 * C^{\circ}$)	CLTD
259	0,727	19

Tabla 3.1

Indicar que los valores obtenidos directamente de la tabla 3.1 están sujetos a las siguientes condiciones:

- Techo plano con superficie oscura (“oscuro” para la absorción de la radiación solar).
- Temperatura interior 25,5 °C.
- Temperatura máxima exterior 35 °C con temperatura media exterior de 29,4°C y una variación exterior diaria de 11,6 °C.
- Radiación solar típica para 40° latitud Norte, el 21 de Julio.
- Resistencia de la superficie exterior $R_s = 0,059 m^2 \text{ }^{\circ}C/W$.

- Con o sin techo suspendido, pero sin ventilador en la cámara de cielo raso ni conductos de retorno de aire suspendidos en dicha cámara.
- Resistencia de la superficie interior $R_s = 0,121 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$.

Al no coincidir las condiciones de proyecto con las establecidas para la Tabla 5 [2], tenemos que aplicar factores de corrección al valor del CLTD, para así poder obtener un valor del mismo más exacto para nuestras condiciones de proyecto. La siguiente ecuación nos da el valor corregido del CLTD.

$$CLTD_{corr} = [(CLTD + LM) * K + (25,5 - T_R) + (T_0 - 29,4)] * f$$

Dónde,

LM=Corrección de latitud de mes de la tabla 26.13 en el capítulo 26 del manual *Ashrae* [2].

Carga refrigeración para el acondicionamiento de aire 26.13

Tabla 9. CLTD Correcciones para latitud y mes, aplicadas a paredes y techos, latitud Norte

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dic	-1.6	-2.7	-2.7	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.0	-0.5
	en/nov	-1.6	-2.7	-2.2	-2.2	-0.5	0.0	1.1	2.2	3.8	-0.5
	feb/oct	-1.6	-1.1	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	-0.5	3.8	-0.0
	mar/sep	-1.6	0.0	0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-4.4	0.0
	abr/ago	2.7	2.2	1.6	0.0	-1.1	-2.7	-3.3	-4.4	-4.4	-1.1
	mayo/jul	5.5	3.8	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-4.4	-5.0	-4.4	-2.2
	junio	6.6	5.0	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-5.0	-5.5	-4.4	-2.7
8	Dic	-2.2	-3.3	-3.3	-3.3	-1.6	0.0	2.2	4.4	6.6	-2.7
	en/nov	-1.6	-2.7	-3.3	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.5	-2.2
	feb/oct	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.3	1.1	2.2	-0.5
	mar/sep	-1.6	-1.1	-0.5	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	-1.6	-2.2	0.0
	abr/ago	1.1	1.1	1.1	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	-0.5
	mayo/jul	3.8	2.7	2.2	0.0	-1.1	-2.7	-3.8	-5.0	-3.8	-1.1
	junio	5.0	3.3	2.2	0.0	-1.1	-3.3	-4.4	-5.0	-3.8	-1.1
16	Dic	-2.2	-3.3	-4.4	-4.4	-2.2	-0.5	2.2	5.0	7.2	-5.0
	en/nov	-2.2	-3.3	-3.8	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.6	-3.8
	feb/oct	-1.6	-2.7	-2.7	-2.2	-1.1	0.0	1.1	2.7	3.8	-2.2
	mar/sep	-1.6	-1.6	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5
	abr/ago	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.0
	mayo/jul	2.2	1.6	1.6	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	0.0
	junio	3.3	2.2	2.2	0.5	-0.5	-2.2	-3.3	-4.4	-3.8	0.0
24	Dic	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-1.6	1.6	5.0	7.2	-7.2
	en/nov	-2.2	-3.3	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	5.0	7.2	-6.1
	feb/oct	-2.2	-2.7	-3.3	-3.3	-1.6	-0.5	1.6	3.8	5.5	-3.8
	mar/sep	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-1.6
	abr/ago	-1.1	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	-0.5	-1.1	-1.6	0.0
	mayo/jul	0.5	1.1	1.1	0.0	0.0	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.5
	junio	1.6	1.6	1.6	0.5	0.0	-1.6	-2.2	-3.3	-3.3	0.5
32	Dic	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	1.1	5.0	6.6	-9.4
	en/nov	-2.7	-3.8	-5.0	-6.1	-4.4	-2.2	1.1	5.0	6.6	-8.3
	feb/oct	-2.2	-3.3	-3.8	-4.4	-2.2	-1.1	2.2	4.4	6.1	-5.5
	mar/sep	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-1.1	-0.5	1.6	2.7	3.8	-2.7
	abr/ago	-1.1	-1.1	-0.5	-1.1	0.0	-0.5	0.0	0.5	0.5	-0.5
	mayo/jul	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	0.5
	junio	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	-1.1	-1.1	-2.2	-2.2	1.1
40	Dic	-3.3	-4.4	-5.5	-7.2	-5.5	-3.8	0.0	3.8	5.5	-11.6
	en/nov	-2.7	-3.8	-5.5	-6.6	-5.0	-3.3	0.5	4.4	6.1	-10.5
	feb/oct	-2.7	-3.8	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	4.4	6.6	-7.7
	mar/sep	-2.2	-2.7	-2.7	-3.3	-1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	-4.4
	abr/ago	-1.1	-1.6	-1.1	-1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	1.6
	mayo/jul	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	junio	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	1.1

Tabla 3.2

Para obtener un valor más exacto del coeficiente LM, interpolamos entre los 32° y los 40° de latitud que nos muestra la tabla, ya que para este caso se necesita un valor de 37°.

Para el valor de 37° se consigue un resultado de $L_m=0,1875$.

K es un factor de corrección por calor y se aplica después de las primeras correcciones. En nuestro caso $K=1$ por tener un color oscuro.

$f=0,75$ al haber ventilación positiva.

$$CLTD_{corr} = [(CLTD + LM) * K + (25,5 - T_R) + (T_0 - 29,4)] * f =$$

$$= [(19 + 0,5) * 1 + (25,5 - 24) + (28,5 - 29,4)] * 0,75 = 15,075$$

$$CLTD_{corr} = 15,075$$

$$\dot{Q}_{techo} = U * A * CLTD_{corr} = 0,727 \frac{W}{m^2} * C^{\circ} * 150 m^2 * 15,075 C^{\circ} = 1643,93 W$$

$$\dot{Q}_{techo} = 1643,93 W$$

3.2.2. Carga de refrigeración debida a muros

En el presente caso de estudio solo se tiene que calcular el muro con orientación Norte, ya que el resto de muros de la habitación, al estar en contacto con zonas refrigeradas a la misma temperatura, no intercambian calor.

El muro consta de ladrillo macizo exterior (14 cm), seguido de una capa de aislante PE con densidad 15 (5 cm), más una pared de ladrillo hueco (10 cm) y finalizando con un enlucido de yeso interior (1 cm).

La carga de refrigeración del muro sería:

$$\dot{Q}_{muro} = U * A * CLTD$$

El Coeficiente global de transferencia de calor es, $U = 0,52 W/m^2 * C^{\circ}$

Se sabe que,

$$\frac{M}{A} = \frac{V * \rho}{A} = \frac{A * e * \rho}{A} = e * \rho$$

Donde, e es el espesor en metros y ρ la densidad del material.

El método CLTD hace una correspondencia aproximada con los materiales de EEUU. Para sacar la relación de la masa por área, nos ayudamos de la tabla 3.3 mostrada a continuación:

Elemento	$\frac{M}{A} \left(\frac{Kg}{m^2} \right) = e(m) * \rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$
Ladrillo macizo	$0,14 * 1800 = 252$
Aislante PE	$0,05 * 15 = 0,75$
Ladrillo hueco	$0,10 * 1200 = 120$
Enlucido yeso interior	$0,01 * 800 = 8$
TOTAL	380

Tabla 3.3 – Correspondencia aproximada USA/ESPANA entre materiales de construcción.

Si no se hubiera sacado el coeficiente global de transmisión de calor, se hubiera podido obtener a partir del valor total obtenido en la tabla y haciendo búsqueda en la Tabla 6 de *Ashrae* [2], de la cual se obtiene que con esas características de masa pertenece al grupo C.

Tabla 6. Descripción del grupo de construcción de paredes

Masa (kg/m ²)	Valor de U (W/m ² · °C)	Grupo Núm.	Descripción de la construcción	Núm. de código hilados (véase tabla 8)
405	2,033	101,6-mm C	Ladrillo visto + (ladrillo)	A0, A2, C4, E1, E0
439	2,356	D	Cámara de aire + 101,6 mm ladrillo visto	A0, A2, C4, E1, E0
439	0,987-1,709	C	25,4 mm aislamiento o cámara de aire + 101,6 mm ladrillo corriente	A0, A2, C4, B1/B2, E1, E0
430	0,630	B	50,8 mm aislamiento + 101,6 mm ladrillo corriente	A0, A2, B3, C4, E1, E0
635	1,714	B	203,2 mm ladrillo corriente	A0, A2, C9, E1, E0
635	0,874-1,379	A	Aislamiento o cámara de aire + 203,2 mm ladrillo corriente	A0, A2, C9, B1/B2, E1, E0
459	1,987	101,6-mm C	Ladrillo visto + (H.W. Cemento)	A0, A2, B1, C5, E1, E0
474	0,658	B	Cámara de aire + 50,8 mm hormigón	A0, A2, B3, C5, E1, E0
98-928	0,625-0,636	A	50,8 mm aislamiento + 101,6 mm hormigón	A0, A2, B1, C10/11, E1, E0
303	1,811	101,6-mm E	Ladrillo visto + (L.W. o H.W. Cemento macizo)	A0, A2, C2, E1, E0
303	0,868-1,397	D	101,6 mm bloques	A0, A2, C2, B1/B2, E1, E0
342	1,555	D	Cámara de aire o aislamiento + 101,6 mm en bloques	A0, A2, C7, A6, E0
36-434	1,255-1,561	C	203,2 mm en bloques	A0, A2, B1, C7/C8, E1, E0
434	0,545-0,607	B	Cámara de aire o 25,4 mm aislamiento + 152,4 mm o 203,2 mm en bloques	A0, A2, B3, C7/C8, E1, E0
347	2,163	101,6-mm D	Ladrillo visto + (losetas de arcilla)	A0, A2, C1, E1, E0
347	1,595	D	101,6 mm en losetas	A0, A2, C1, B1, E1, E0
347	0,959	C	Cámara de aire + 101,6 mm en losetas	A0, A2, C1, B2, E1, E0
469	1,561	C	Aislamiento + 101,6 mm en losetas	A0, A2, C6, E1, E0
469	0,806-1,255	B	203,2 mm en losetas	A0, A2, C6, B1/B2, E1, E0
474	0,551	A	Cámara de aire o 25,4 mm aislamiento + 203,2 mm en losetas	A0, A2, B3, C6, E1, E0
308	3,321	H.W. E	Pared de Hormigón + (acabado)	A0, A2, C5, E1, E0
308	0,653-1,061	D	101,6 mm de hormigón	A0, A2, C5, B2/B3, E1, E0
308	0,675	C	101,6 mm de hormigón + 25,4 mm o 50,8 mm aislamiento	A0, A2, B6, C5, E1, E0
532	0,653-1,061	B	50,8 mm aislamiento + 101,6 mm hormigón	A0, A2, C10, B5/B6, E1, E0
537	0,653	A	203,2 mm hormigón + 25,4 mm o 50,8 mm aislamiento	A0, A2, B3, C10, E1, E0
762	2,390	B	50,8 mm aislamiento + 203,2 mm hormigón	A0, A2, C11, E1, E0
762	0,642	A	304,8 mm hormigón	A0, C11, B6, A6, E0
142	0,914-1,493	L.W. y H.W. F	304,8 mm hormigón + aislamiento	A0, A2, C2, B1/B2, E1, E0
142-181	0,596-0,647	E	Hormigón macizo + (acabado)	A0, A2, B3, C2/C3, E1, E0
229-249	1,669-2,282	E	101,6 mm en bloque + cámara de aire/aislamiento	A0, A2, C7/C8, B1/B2, E1, E0
200-278	0,846-0,982	D	50,8 mm aislamiento + 101,6 mm en bloques	A0, A1, C7/C8, B1/B2, E1, E0
			203,2 mm en bloques	
			203,2 mm en bloques + cámara de aire/aislamiento	

Tabla 3.4 – Descripción del grupo de construcción de paredes

El método proporciona una metodología para obtener la parte proporcional de sol y sombra a la que puede estar sometido el muro en estudio y así sacar las respectivas cargas de refrigeración para cada caso.

En este caso en particular, el único muro de la habitación en el cual hay transmisión de calor tiene orientación Norte, por lo que se considera en su totalidad como sombra. Además no hay voladizo en el tejado.

Para sacar el valor de CLTD correspondiente nos apoyamos en la Tabla 7 de *Ashrae* [2].

Tabla 7. Diferencia de temperatura de carga de frío para el cálculo de cargas de frío para paredes iluminadas por el sol

Latitud Norte con muro	Hora solar, h																				H de sol	Máx. sol	Máx. sombra	Dif. CLTD
	8:00	8:30	9:00	9:30	10:00	10:30	11:00	11:30	12:00	12:30	13:00	13:30	14:00	14:30	15:00	15:30	16:00	16:30	17:00	17:30	18:00	18:30	19:00	19:30
Grupo A muros																								
N	8	8	8	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
NE	11	11	10	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
E	14	13	13	12	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
SE	15	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
S	17	15	15	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
SW	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
W	15	15	15	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
NW	12	12	11	11	11	11	10	10	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Grupo B muros																								
N	8	8	8	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
NE	11	10	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
E	13	13	12	12	11	10	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
SE	12	12	12	11	10	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
S	12	11	11	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
SW	15	15	14	13	13	12	12	11	10	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
W	16	16	15	14	14	13	13	12	12	11	10	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
NW	13	13	12	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Grupo C muros																								
N	9	9	8	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
NE	10	10	9	8	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
E	13	12	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
SE	13	12	12	11	10	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
S	12	11	11	10	9	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
SW	14	13	13	12	11	10	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
W	17	16	15	14	13	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
NW	14	13	12	12	11	10	9	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Grupo D muros																								
N	8	7	7	6	6	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
NE	9	8	8	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
E	11	10	9	9	8	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
SE	11	10	9	9	8	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
S	11	10	9	8	8	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
SW	13	12	12	11	10	9	8	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
W	17	15	15	14	13	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
NW	14	12	12	11	10	9	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Grupo E muros																								
N	7	6	6	5	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
NE	7	6	5	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
E	8	7	6	6	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
SE	8	7	6	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
S	8	7	6	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
SW	10	9	8	7	6	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
W	14	12	12	11	10	9	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
NW	11	9	8	7	6	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Grupo F muros																								
N	5	4	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
NE	5	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
E	5	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
SE	5	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
S	5	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
SW	6	5	4	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
W	9	7	6	5	4	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
NW	6	5	4	4	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Grupo G muros																								
N	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
NE	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SE	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
S	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SW	3	2	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
W	4	3	3	2	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
NW	3	2	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 3.5

Se puede apreciar en la tabla 3.5 que el valor CLTD para las 14:00 h con orientación Norte se corresponde con una cantidad de 5.

Al haberse calculado para los mismos valores que los de la tabla 5, se tiene que se puede aplicar los factores de corrección al valor del CLTD con el fin de conseguir un resultado del mismo más exacto adecuado a nuestras condiciones de estudio particulares.

$$\begin{aligned} CLTD_{corr} &= (CLTD + LM) * K + (25,5 - T_R) + (T_0 - 29,4) = \\ &= (5 + 0,1875) * 1 + (25,5 - 24) + (28,5 - 29,4) = 5,7875 \end{aligned}$$

$$CLTD_{corr} = 5,79$$

La figura 3.1 muestra un croquis del muro con orientación norte para ofrecer ayuda a la hora de calcular el área de cada parte del mismo.

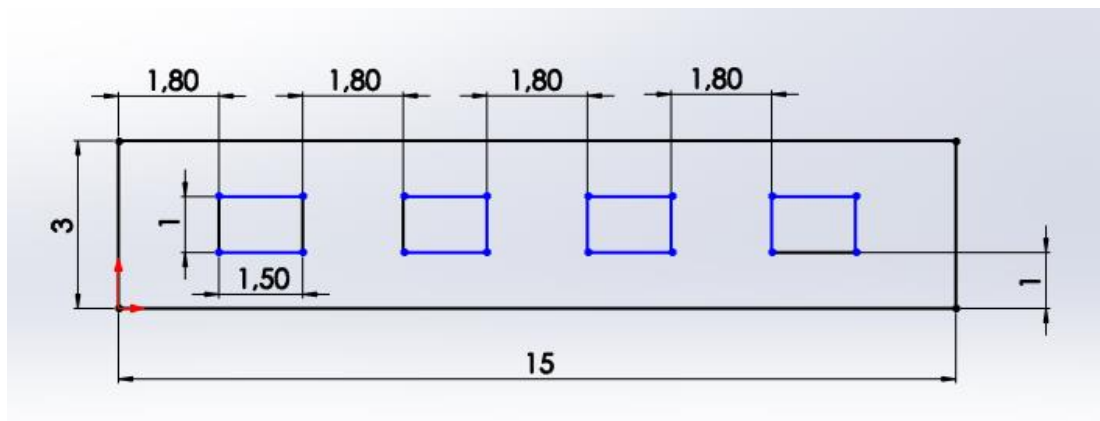


Figura 3.1 – Dibujo CAD muro orientación norte

(Fuente. Elaboración propia)

Con ayuda de la figura 3.1, se calculan las diferentes áreas en las que está dividido el muro.

$$A_{ventanas} = 4 * (1,5 * 1) = 6 \text{ m}^2$$

$$A_{Total} = 15 * 3 = 45 \text{ m}^2$$

$$A_{muro} = A_{Total} - A_{ventanas} = 45 - 6 = 39 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{muro} = U * A * CLTD = 0,52 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 39m^2 * 5,79^\circ C = 117,42W$$

$$\dot{Q}_{muro} = 117,42W$$

3.2.3. Carga de refrigeración debida a ventanas

La carga de refrigeración debida al cristal está compuesta por varias partes. En la ilustración 3.2 se puede entender con más claridad.

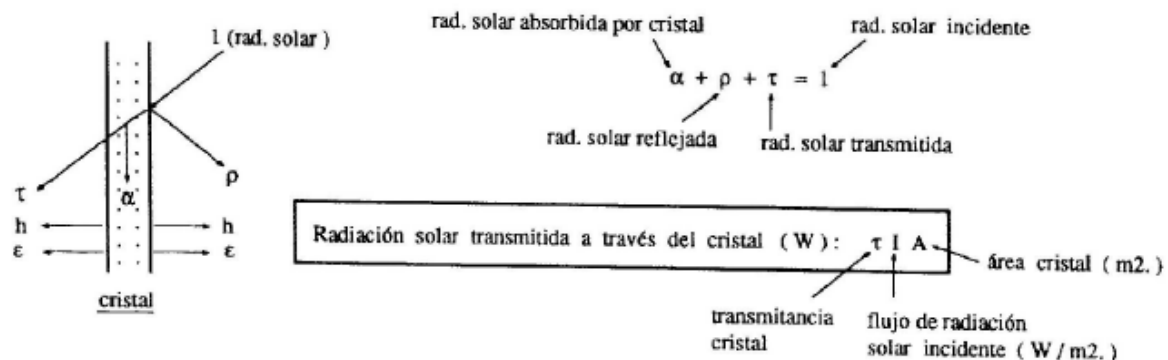


Figura 3.2 – Transmisión de calor en ventanas

(Fuente: Apuntes de instalaciones térmicas en la industria)

Carga de refrigeración	=	$U A CLTD$	+	$SHG CLF$
debida al cristal		(Ganancia de calor por conducción $U A (T_o - T_i)$)		(Ganancia de calor solares) ($SHG = \text{Solar heat gain}$)

CLF=Cooling load factor, que es un factor que convierte SHG.

$SHG = SHGF * A$, donde SHG = Solar Heat Gain factor =Ganancias de calor por
unidad de superficie del cristal (W/m^2).

$A = \text{Área del cristal irradiada } (m^2)$

$HG (SHGF) = (SHGF)_0 * SC$, donde $(SHGF)_0$ = Maximun solar heat hain = Ganancias
de calor de un cristal de referencia (Doble resistencia 1/8 in=3mm.).

SC = Factor de conversión del cristal de referencia (SHGF)₀ → Cristal empleado (SGHF)

$$\dot{Q}_{ventana} = U * A * CLTD + (SHGF)_0 * SC * A * CLF$$

A continuación se pasa a calcular las distintas cargas de las que está compuesta la ventana.

a) Carga de refrigeración por conducción.

$$U = \text{Coef. transmisión calor cristal doble} = 3,3 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para obtener el valor del CLTD buscamos en la Tabla 10 del capítulo 26 del *Ashrae* [2].

(carga refrigeración para el acondicionamiento de aire) 26.15

Tabla 10. Diferencias de temperaturas por cargas de frío para conducción a través del vidrio

Hora solar, h	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
CLTD °C	1	0	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	2	4	5	7	7	8	8	7	7	6	4	3	2	2	1

Tabla 3.6 – Diferencias de temperatura por cargas de frío para conducción en vidrio

$$CLTD = 7$$

$$CLTD_{corr} = CLTD + (25,5 - T_R) + (T_0 - 29,4) = 7 + (25,5 - 24) + (28,5 - 29,4) = 7,6$$

$$CLTD_{corr} = 7,6 \text{ } ^\circ C$$

$$\dot{Q}_{conducción} = U * A * CLTD = 3,3 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 6 m^2 * 7,6 \text{ } ^\circ C = 150,48 W$$

b) Carga de refrigeración por ganancias solares.

Al encontrarse la ventana en orientación Norte, se supondrá que está en sombra para extraer los valores de las tablas correspondientes.

El valor de $(SHGF)_0$ lo sacamos de la Tabla 11 en el manual de Ashrae [2] mostrada a continuación.

36 Grados										
	N (sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	Hora
Ea.	69	69	76	284	324	691	779	795	795	689
Feb.	83	82	100	498	615	734	782	754	732	628
Mar.	95	104	112	555	704	751	732	630	606	731
Abril	110	140	154	618	710	697	618	482	426	827
Mayo	130	154	138	644	694	644	521	364	293	898
Jun.	148	172	152	641	676	612	479	312	243	961
Jul.	123	138	121	634	681	628	308	357	284	846
Ag.	114	127	125	599	684	669	296	476	413	841
Sep.	96	96	100	537	663	719	704	401	399	726
Oct.	83	83	177	438	590	736	754	729	718	615
Nov.	69	69	76	274	314	678	767	782	782	486
Dic.	63	63	63	218	276	644	760	798	801	429

56 Grados										
	N (sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	Hora
Ea.	32	32	32	66	233	398	533	612	647	126
Feb.	50	50	66	234	439	583	704	754	730	287
Mar.	69	69	205	429	584	787	751	760	780	470
Abril	86	183	368	546	666	704	704	672	663	615
Mayo	114	312	470	613	678	668	630	390	371	700
Jun.	147	350	385	628	672	672	618	349	330	729
Jul.	117	309	464	606	644	673	634	377	358	687
Ag.	95	172	375	521	640	681	678	660	640	609
Sep.	73	73	183	398	540	666	650	726	729	454
Oct.	50	50	63	215	416	555	672	722	738	287
Nov.	32	32	32	66	227	385	521	599	631	126
Dic.	22	22	22	22	148	290	426	582	540	73

48 Grados										
	N (sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	Hora
Ea.	63	63	63	233	484	647	760	795	801	420
Feb.	76	76	138	487	587	734	776	770	760	568
Mar.	91	91	285	533	684	751	745	681	630	704
Abril	107	124	441	599	707	704	640	536	486	795
Mayo	117	122	521	637	694	654	552	430	337	834
Jun.	131	151	543	647	681	628	508	366	300	842
Jul.	120	122	514	625	681	641	536	681	344	827
Ag.	110	124	426	584	681	675	618	536	470	779
Sep.	95	95	174	505	640	716	713	659	631	678
Oct.	79	79	154	348	548	710	751	745	738	558
Nov.	63	63	63	230	476	634	746	782	789	416
Dic.	57	57	57	189	476	593	732	786	798	357

68 Grados										
	N (sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	Hora
Ea.	22	22	22	22	143	278	480	480	517	46
Feb.	41	41	41	183	372	530	644	710	729	215
Mar.	61	61	177	394	546	678	738	760	764	404
Abril	83	186	372	530	650	700	730	694	688	542
Mayo	116	309	470	606	669	694	666	625	612	656
Jun.	143	347	511	622	672	678	637	387	371	645
Jul.	139	306	464	594	656	678	650	609	599	653
Ag.	84	180	360	508	628	675	685	672	664	535
Sep.	66	66	158	363	585	657	700	722	729	388
Oct.	44	44	44	177	350	502	609	678	691	31
Nov.	22	22	22	22	142	271	401	467	505	89
Dic.	13	13	13	13	50	161	240	316	338	28

Tabla 3.7 – Valores de $(SHGF)_0$ en función del mes, latitud y orientación

Los datos exactos de la sala son 37° , latitud Norte y en el mes de Julio; por lo que se va a interpolar entre los valores que nos ofrece dicha tabla para 36° y 40° .

Interpolando, se obtiene un valor de $(SHGF)_0 = 122,25$

El factor de conversión para el cristal de referencia se obtiene de la Tabla 6.7 del manual de *Ashrae* [2].

SC

Table 6.7 Shading Coefficients for Glass Without or With Interior Shading by Venetian Blinds or Roller Shades

CRISTAL

GRADHERMETIC CORTINAS

REFERENCE	Type of Glass	Nominal Thickness Each Light* (in.)	Solar Trans. ^b	Type of Interior Shading					
				No Interior Shading		Venetian Blinds		Roller Shades	
				h = 4.0		Medium		Translucent	
						Dark	Light	Dark	Light
SINGLE GLASS	Single Clear 3mm →	3/32 to 1/4	0.87-0.80	1.00					
	Single Clear 6mm →	1/4 to 1/2	0.80-0.71	0.94					
	Single Clear 10mm →	3/8	0.72	0.90					
	Single Clear 12mm →	1/2	0.67	0.87	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
	Single Clear Pattern 1/8 to 9/32	1/8	0.87-0.79	0.83					
	Single Heat Absorbing Pattern 1/8			0.69					
	Single Heat Absorbing* 3/16 to 1/4		0.46	0.69					
	Single Heat Absorbing Pattern 3/16 to 1/4			0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
	Single Tinted 1/8 to 7/32		0.59-0.45	0.69					
	Single Heat Absorbing or Pattern 3/8		0.44-0.30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
	Single Heat Absorbing or Pattern 1/2		0.34	0.60	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
	Single Reflective Coated Glass		0.24	0.53	0.25	0.23			
				0.30	0.33	0.29			
				0.40	0.42	0.38			
			0.50	0.50	0.44				
INSULATING GLASS	Double ^d Clear Out } 3mm →	3/32, 1/8	0.71 ^e	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
	Double Clear In } 6mm →	1/4	0.61 ^e	0.81					
	Double Clear Out } 6mm →	1/4	0.36 ^e	0.55					
	Double Clear In } 6mm →	1/4							
	Double Heat Absorbing Out } 6mm →	1/4							
	Double Clear In } 6mm →	1/4							
	Double Reflective Coated Glass			0.20	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
				0.30	0.19	0.18			
				0.40	0.27	0.26			
					0.34	0.33			
Triple	Triple Clear 1/4		0.71						
	Triple Clear 1/8		0.80						

Reprinted with permission from the 1977 *Fundamentals*. ASHRAE Handbook & Product Directory.

Tabla 3.8 – Factor de conversión para cristal de referencia

Así el valor obtenido para el factor de conversión es:

$$SC = 0,81 \text{ (insulating glass, 6 mm, no interior shading)}$$

Por último, para obtener el valor del CLF se busca en la Tabla 13 del manual de *Ashrae* [2].

Tabla 13. Factores de carga de frío para vidrio interior no sombreado, latitud N

Orientación ventanal	Tipo de construcción	Hora solar, h																							
		0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
N (ventanal)	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.64	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.73	0.70	0.70	0.70	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27	
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.49	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.70	0.70	0.70	0.70	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NNE	L	0.04	0.05	0.04	0.03	0.01	0.36	0.43	0.47	0.54	0.61	0.67	0.70	0.73	0.73	0.70	0.70	0.70	0.70	0.60	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.04	0.34	0.38	0.42	0.47	0.51	0.56	0.60	0.63	0.63	0.60	0.60	0.60	0.60	0.50	0.40	0.32	0.26	0.21	0.18
	H	0.11	0.10	0.09	0.08	0.06	0.36	0.39	0.42	0.47	0.51	0.56	0.60	0.63	0.63	0.60	0.60	0.60	0.60	0.50	0.40	0.32	0.26	0.21	0.18
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.33	0.41	0.45	0.51	0.56	0.61	0.65	0.68	0.68	0.65	0.65	0.65	0.65	0.55	0.45	0.37	0.31	0.25	0.20
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.31	0.36	0.40	0.45	0.50	0.54	0.58	0.61	0.61	0.58	0.58	0.58	0.58	0.48	0.38	0.30	0.24	0.19	0.16
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.33	0.37	0.40	0.44	0.48	0.52	0.56	0.59	0.59	0.56	0.56	0.56	0.56	0.46	0.36	0.28	0.22	0.17	0.14
ENE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
E	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
ESE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
SE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
SSE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
S	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
SSW	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
SW	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
WSW	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
W	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
WNW	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
NW	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
NNW	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.31	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	0.58	0.58	0.55	0.55	0.55	0.55	0.45	0.35	0.27	0.21	0.16	0.13
NNE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0.51	0.55	0.59	0.62	0.62	0.59	0.59	0.59	0.59	0.49	0.39	0.31	0.25	0.20	0.16
	M	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.54	0.54	0.54	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15	0.12
NOR	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.31	0.40	0.43	0.47	0														

El valor de CLF resultante es el siguiente:

$$CLF = 0,75.$$

$$\dot{Q}_{ganancias} = (SHGF)_0 * SC * A * CLF = 122,25 \frac{W}{m^2} * 0,81 * 6m^2 * 0,75 = 445,6 W$$

$$\dot{Q}_{ventana} = \dot{Q}_{conducc} + \dot{Q}_{ganancias} = 150,48 W + 445,6 W = 596,08 W$$

$$\dot{Q}_{ventana} = 596,1 W$$

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_{muro} + \dot{Q}_{ventana} = 117,42W + 596,1 W = 713,52 W$$

$$\dot{Q}_{Total} = 713,52 W$$

Para comprender la superficie del muro correspondiente a cada parte, se añade la tabla 3.11 explicativa.

Parte muro	Área (%)	Carga refrigeración (%)
Muro (obra)	86,7	15,45
Ventana	13,3	83,55

Tabla 3.11 – Porcentajes de área y carga de refrigeración según región del muro

Tal y como se puede apreciar, aunque la parte proporcional de área del muro es considerablemente mayor a la ventana, es esta la que aporta mayor carga térmica para esta situación en particular.

3.2.4. Carga de refrigeración debida a muros restantes y suelo

Para el resto de muros al encontrarse estos en contacto con habitaciones climatizadas a la misma temperatura se va a suponer que la transferencia de calor es prácticamente nula.

Para el suelo sucede algo similar. El método indica que para suelos directamente en contacto con el terreno o forjados sobre sótanos (no ventilados ni calentados), las ganancias de calor de cara al cálculo de cargas de refrigeración pueden despreciarse [13]. Por tanto, en base a estas hipótesis se desprecia la carga de refrigeración debida al suelo.

$$\dot{Q}_{suelo} \cong 0$$

3.2.5. Carga de refrigeración debida a ganancias internas

❖ ALUMBRADO

Si se conoce el tipo de luminaria empleado y la potencia instalada, las ganancias se obtienen multiplicando la potencia total instalada por un coeficiente.

Tipo de luminaria	Ceoficiente
Incandescente	1,00
Fluorescente	1,35
LED	0,12/0,20

Tabla 3.12 –Coeficiente en función de la luminaria

Si por el contrario, no se conoce este dato, se puede hacer una previsión en función del tipo de local de que se trate, tal y como se muestra en la tabla 3.13:

TIPO DE LOCAL	W / m ²
Iglesia	5
Teatro	10
Vivienda	20
Hotel	20
Banco	20
Hospital	20
Oficina	30
Escuela	30
Sala de belleza	30
Comercio	40

Tabla 3.13 – Potencia por unidad de superficie en función del tipo de local

Como no se determina el tipo de luminaria que se podría utilizar se hace uso de la tabla 3.13 para sacar la carga térmica del alumbrado. Como la sala va a estar destinada al ámbito universitario se escoge la opción de 30 W/m^2 , que al tener una superficie total de 150 m^2 , nos da una potencia disipada de:

$$\dot{Q}_{Alumb} = 30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * 150 \text{ m}^2 = 4500 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{Alumb} = 4500 \text{ W}$$

❖ OCUPANTES

Para el cálculo de la carga térmica procedente de los usuarios presentes en la habitación nos vamos a basar en la normativa vigente, específicamente en el “Documento Básico SI- Seguridad en caso de incendios” apartado SI3-Evacuación de ocupantes, que se encuentra en el *Código técnico de la edificación CTE*. Para el cálculo de la carga térmica procedente de los usuarios presentes en la habitación nos vamos a basar en la normativa vigente, específicamente en el “Documento Básico SI- Seguridad en caso de incendios” apartado SI3-Evacuación de ocupantes, que se encuentra en el *Código técnico de la edificación CTE* [11].

Tabla 2.1. Densidades de ocupación ⁽¹⁾

Uso previsto	Zona, tipo de actividad	Ocupación (m ² /persona)
Cualquiera	Zonas de ocupación ocasional y accesibles únicamente a efectos de mantenimiento: salas de máquinas, locales para material de limpieza, etc. Aseos de planta	Ocupación nula 3
Residencial Vivienda	Plantas de vivienda	20
Residencial Público	Zonas de alojamiento Salones de uso múltiple Vestíbulos generales y zonas generales de uso público en plantas de sótano, baja y entreplanta	20 1 2
Aparcamiento ⁽²⁾	Vinculado a una actividad sujeta a horarios: comercial, espectáculos, oficina, etc. En otros casos	15 40
Administrativo	Plantas o zonas de oficinas Vestíbulos generales y zonas de uso público	10 2
Docente	Conjunto de la planta o del edificio Locales diferentes de aulas, como laboratorios, talleres, gimnasios, salas de dibujo, etc. Aulas (excepto de escuelas infantiles) Aulas de escuelas infantiles y salas de lectura de bibliotecas	10 5 1,5 2
Hospitalario	Salas de espera Zonas de hospitalización Servicios ambulatorios y de diagnóstico Zonas destinadas a tratamiento a pacientes internados	2 15 10 20
Comercial	En establecimientos comerciales: áreas de ventas en plantas de sótano, baja y entreplanta áreas de ventas en plantas diferentes de las anteriores En zonas comunes de centros comerciales: mercados y galerías de alimentación plantas de sótano, baja y entreplanta o en cualquier otra con acceso desde el espacio exterior plantas diferentes de las anteriores En áreas de venta en las que no sea previsible gran afluencia de público, tales como exposición y venta de muebles, vehículos, etc.	2 3 2 3 5 5

Pública concurcencia	Zonas destinadas a espectadores sentados:	
	con asientos definidos en el proyecto	1pers/asiento
	sin asientos definidos en el proyecto	0,5
	Zonas de espectadores de pie	0,25
	Zonas de público en discotecas	0,5
	Zonas de público de pie, en bares, cafeterías, etc.	1
	Zonas de público en gimnasios:	
	con aparatos	5
	sin aparatos	1,5
	Piscinas públicas	
	zonas de baño (superficie de los vasos de las piscinas)	2
	zonas de estancia de público en piscinas descubiertas	4
	vestuarios	3
	Salones de uso múltiple en edificios para congresos, hoteles, etc.	1
	Zonas de público en restaurantes de "comida rápida", (p. ej: hamburgueserías, pizzerías...)	1,2
	Zonas de público sentado en bares, cafeterías, restaurantes, etc.	1,5
	Salas de espera, salas de lectura en bibliotecas, zonas de uso público en museos, galerías de arte, ferias y exposiciones, etc.	2
	Vestíbulos generales, zonas de uso público en plantas de sótano, baja y entreplanta	2
	Vestíbulos, vestuarios, camerinos y otras dependencias similares y anejas a salas de espectáculos y de reunión	2
	Zonas de público en terminales de transporte	10
	Zonas de servicio de bares, restaurantes, cafeterías, etc.	10
Archivos, almace- nes		40

(1) Deben considerarse las posibles utilizaciones especiales y circunstanciales de determinadas zonas o recintos, cuando puedan suponer un aumento importante de la ocupación en comparación con la propia del *uso normal previsto*. En dichos casos se debe, o bien considerar dichos usos alternativos a efectos del diseño y cálculo de los elementos de evacuación, o bien dejar constancia, tanto en la documentación del proyecto, como en el Libro del edificio, de que las ocupaciones y los *usos previstos* han sido únicamente los característicos de la actividad.

(2) En los *aparcamientos robotizados* se considera que no existe ocupación. No obstante, dispondrán de los medios de escape en caso de emergencia para el personal de mantenimiento que en cada caso considere necesarios la autoridad de control.

Tabla 3.14 – Densidades de ocupación

Tal y como explica la norma, en aquellas zonas o recintos no incluidos en la tabla se deben aplicar los valores correspondientes a los que sean más asimilables.

Debido a que aula de ordenadores no está especificada como tal en dicha tabla, voy a estimar una ocupación de $4 \text{ m}^2 / \text{persona}$, que al tener la habitación 150 m^2 totales, da un total de 38 personas para esa aula.

El método CLTD explica que para obtener el calor sensible y latente de cada ocupante, se tiene:

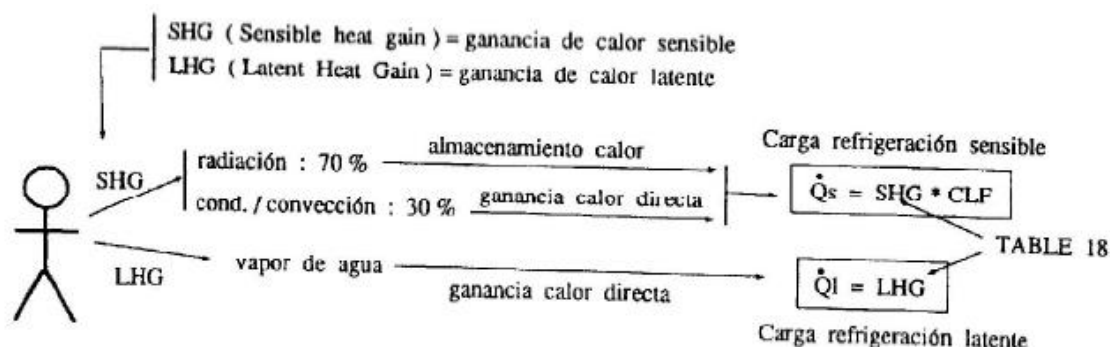


Figura 3.3 – Carga de refrigeración sensible y latente

(Fuente: Apuntes de la asignatura Instalaciones térmicas en la industria)

En la tabla 3.15, sacada del capítulo 26 del manual de *Ashrae* [2], se obtiene la cantidad de calor sensible y latente estimada para un usuario que realiza un trabajo sedentario de oficina. Los valores obtenidos están expresados en vatios.

Tabla 18. Valores de ganancia térmica para ocupantes en ambientes acondicionados*

Grado de actividad	Tipo de aplicación	Calor total adultos, hombres vatios *	Calor total corregido ^a vatios	Calor sensible vatios	Calor latente vatios
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	100	60	40
Sentado, trabajo muy ligero de oficina	Servicios, hoteles, aptos	140	120	65	55
Sentado, comiendo	Restaurante	150	170 ^c	75	95
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Servicios, hoteles, aptos	185	150	75	75
De pie, trabajo ligero o andando lentamente	Tienda al por menor, banco	235	185	90	95
Trabajo manual ligero	Taller	255	230	100	130
Andando 1,3 m/s.					
Trabajo a máquina ligero	Taller	305	305	100	205
Lanzamiento ^d	Bolera	350	280	100	180
Baile moderado	Sala de baile	400	375	120	255
Trabajo pesado, trabajo en máquina pesada, elevación	Fábrica	470	470	165	300
Trabajo pesado, atletismo	Gimnasio	585	525	185	340

* Nota: los valores tabulados se basan en una temperatura seca en la habitación de 25,5 °C. Para 26,6 °C en la habitación, el calor total es el mismo, pero el calor sensible va decreciendo aproximadamente en un 8 por 100 y los valores de calor latente se incrementan consecuentemente.

^a El cálculo de la ganancia de calor total se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños sobre la relación dada, postulando una ganancia del 85 por 100 para adultos hombres respecto a la de adultos varones, y una ganancia del 75 por 100 para niños respecto a la de adultos varones.

^b El cálculo de la ganancia de calor total para un restaurante, incluye un 17,6 W de alimentos por persona (8,8 W sensible y 8,8 W latente).

^c En boleras, se estima para una persona por bolo activo en la bolera, estando el resto sentadas, 117 W o sentadas y andando lentamente, 231 W.

Referirse además a las tablas 4 y 7, capítulo 8.

Todos los valores se redondean aproximadamente sobre 5 Wat.

* Nota del traductor: En castellano se escribe vatios, pero se mantiene la inicial W como indicativa.

Tabla 3.15 – Valores de ganancia térmica para ocupantes en ambientes acondicionados.

Para la situación de máxima ocupación, se obtienen las siguientes cantidades de calor sensible y latente respectivamente.

$$\dot{Q}_{S_{total}} = n^{\circ} \text{ personas} * \dot{Q}_S = 38 * 75W = 2850 W$$

$$\dot{Q}_{l_{total}} = n^{\circ} \text{ personas} * \dot{Q}_l = 38 * 75W = 2850 W$$

$$\dot{Q}_{ocupantes} = \dot{Q}_{S_{total}} + \dot{Q}_{l_{total}} = 2850 W + 2850 W = 5700 W$$

$$\dot{Q}_{ocupantes} = 5700 W$$

❖ EQUIPOS

En el caso de estudio los únicos equipos que se van a considerar son los ordenadores. Sabemos que la carga térmica de un ordenador se compone exclusivamente de carga térmica sensible, ya que la carga térmica latente es nula.

Para averiguar dicha carga, hacemos uso de la tabla 9 de *Ashrae* [2], la cual indica que la carga térmica sensible por ordenador es de aproximadamente 250 W.

$$\dot{Q}_{pc_{Total}} = n^{\circ} pc * \dot{Q}_{pc} = 32 * 250 W = 8000 W$$

$$\dot{Q}_{ordenadores} = 8000 W$$

3.2.6. Carga de refrigeración debida a infiltraciones/ventilación

En primera instancia se va a definir la calidad del aire interior. Para definir dicho parámetro se ha hecho en base al *Reglamento de Instalaciones térmicas en los edificios – RITE* [26] [22].

Tomando como base el apartado “Ventilación de locales”, se obtiene para nuestro caso un IDA3 (Aire de calidad media) tal y como se muestra en la tabla 3.16.

IDA 1	Aire de óptima calidad: hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
IDA 2	Aire de buena calidad: oficinas, residencias (locales comunes de hoteles y similares, residencias de ancianos y de estudiantes), salas de lectura, museos, salas de tribunales, aulas de enseñanza y asimilables y piscinas.
IDA 3	Aire de calidad media: edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos, habitaciones de hoteles y similares, restaurantes, cafeterías, bares, salas de fiestas, gimnasios, locales para el deporte (salvo piscinas) y salas de ordenadores.
IDA 4	Aire de calidad baja: no se debe aplicar.

Tabla 3.16 – Categorías del aire interior en función del uso de los edificios

Una vez se es conocida la calidad del aire que se tiene, el siguiente paso es buscar el flujo de aire recomendado para dichas características. Para tal fin se hace uso del método indirecto de caudal de aire exterior por persona, que tal y como se puede apreciar en la Tabla 3.17, correspondiente a la tabla 1.4.2.1 del *RITE* proporciona un valor de 8 l/p [26].

Este método se empleará en locales donde las personas tengan una actividad metabólica de alrededor de 1,2 met, si la mayor parte de las emisiones contaminantes son producidas por las personas y cuando no esté permitido fumar.

Categoría	l/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Tabla3.17 – Caudales de aire exterior, l/s por persona

Una vez conocido el flujo de aire por persona, se procede a calcular el flujo de aire total.

$$\dot{V} = 8 \frac{l}{s} * 38p = 304 \frac{l}{s} = 0,304 \frac{m^3}{s}$$

Al tener un valor de flujo de aire menor a $0,5 \frac{m^3}{s}$ la normativa no obliga a introducir en la instalación un intercambiador de calor.

Aun así, en la mayoría de los casos de nuestro estudio vamos a incluir el mismo número de rejillas de retorno como de impulsión, por tanto la carga por renovación será:

$$\dot{Q}_{renov} = \dot{V} * c_a * \Delta T = 1094,4 \frac{m^3}{h} * 3,37 * 10^{-4} * (36 - 21) = 5,53 kW$$

$$\dot{Q}_{renov} = 5,53 KW$$

Sacadas todas las cargas de refrigeración de las que está compuesto el recinto, el siguiente paso es calcular la carga térmica de refrigeración total necesaria.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Total} &= \dot{Q}_{techo} + \dot{Q}_{muro} + \dot{Q}_{ventana} + \dot{Q}_{Alumb} + \dot{Q}_{Ocup} + \dot{Q}_{Ordenador} + \dot{Q}_{Renov} = \\ &= 1,64 KW + 0,1174 KW + 0,596 KW + 4,5 KW + 5,7 KW + 8 KW + 5,53 = 26,08KW \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{Total} \approx 26KW$$

Esta sería la carga total si estuviéramos calculando un caso real, pero al tratarse de un caso hipotético y simplificado hemos obviado cargas térmicas debido a la complejidad computacional a la hora de simularlo en *Fluent*. Las cargas que se han tenido en cuenta en el caso de trabajo han sido la carga por ocupación, la de los ordenadores y la carga por renovación de aire. En base a estas simplificaciones se queda una carga aproximada del recinto de:

$$\dot{Q}_{Total} \approx 19,23 \text{ KW}$$

El apartado final consiste en buscar en catálogo y adecuar nuestra demanda térmica a una unidad que sea capaz de suministrar dicha carga térmica refrigerante para contrarrestar los efectos térmicos estudiados.

Con esta carga aproximada y mirando en catálogo, específicamente en el catálogo de la empresa *Ciat*, se tiene que para una potencia frigorífica de 20,1 KW obtenemos un caudal total de $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ [6].

Se ha escogido dicha potencia frigorífica ya que era la que presentaba un valor numérico más próximo a la carga que se necesita, en este caso de 19,23 KW.

*Nota: La baja calidad de algunas de las tablas mostradas en este apartado es debido a la imposibilidad de encontrar las tablas originales y haber tenido que hacer un escaneado de una fotocopia del manual original.

4. CONCEPTOS ELEMENTALES DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS.

4.1. Introducción. Hipótesis del medio continuo

La **mecánica de fluidos** es la rama de la física comprendida dentro de la mecánica de medios continuos que estudia el movimiento de los fluidos (gases y líquidos) en reposo (estática) o en movimiento (dinámica), así como las fuerzas que lo provocan. La característica fundamental que define a los fluidos es su incapacidad para resistir esfuerzos cortantes (lo que provoca que carezcan de forma definida). También estudia las interacciones entre el fluido y el contorno que lo limita [31].

Este trabajo fin de grado se va a centrar en el estudio en movimiento de un fluido (aire) cuando es impulsado a menor temperatura en un habitáculo que se encuentra a temperaturas mayores; por tanto, nos centraremos en la parte de dinámica de fluidos. Por ello resulta realmente importante entender y conocer las bases generales de la mecánica de fluidos para poder comprender mejor el desarrollo del trabajo.

❖ ¿Qué es un fluido?

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente al ser sometida a un esfuerzo cortante (esfuerzo tangencial) sin importar cuan pequeño sea la magnitud de dicho esfuerzo. Es un medio continuo formado por alguna sustancia entre cuyas moléculas sólo hay una fuerza de atracción débil. La propiedad definitoria es que los fluidos pueden cambiar de forma sin que aparezcan en su interior fuerzas restitutivas tendentes a recuperar la forma "original" (lo cual constituye la principal diferencia con un sólido deformable, donde sí hay fuerzas restitutivas) [29].

Cabe recalcar que los gases pueden comprimirse, pero, los elementos líquidos carecen de esta característica (la compresibilidad de los líquidos a altas presiones no es exactamente cero pero es cercana a cero), aunque sí se adaptan a la forma del recipiente que los contiene. La compresibilidad de un fluido depende del tipo de problema, en algunas aplicaciones aerodinámicas, aun cuando el fluido es aire, puede asumirse que el cambio de volumen del aire es cero.

Todos los fluidos están compuestos de moléculas que se encuentran en movimiento constante. Sin embargo, en la mayor parte de las aplicaciones de ingeniería, nos interesa más conocer el efecto global o promedio (es decir, macroscópico) de las numerosas moléculas que forman el fluido. Son estos efectos

macroscópicos los que realmente podemos percibir y medir. Por lo anterior, consideraremos que el *fluido está idealmente compuesto de una sustancia infinitamente divisible (es decir, como un continuo)* y no nos preocuparemos por el comportamiento de las moléculas individuales [27].

❖ *Hipótesis del medio continuo*

Hay dos características que complican el análisis del movimiento fluido las cuales son: La materia en los fluidos está distribuida de una manera discreta y por otro lado el hecho de que sabemos que resulta inútil intentar estudiar la dinámica de un fluido a partir del estudio de la dinámica de cada uno de sus componentes a nivel microscópico. El análisis a nivel macroscópico, aparentemente sencillo, resulta imposible de llevar a la práctica debido al gran número de moléculas que componen el fluido (10^{16} en un mm^3 de aire y muchas más en un mm^3 de agua). Incluso aunque tal cálculo fuera posible, no parece razonable que se necesite conocer, por ejemplo, la posición y velocidad de cada una de las moléculas de agua que circulan por el interior de una bomba para determinar la relación entre la potencia de ésta y el caudal. Claramente, estas consideraciones llevan a tomar un punto de vista distinto en el análisis de los movimientos fluidos y dan lugar a la aparición de *la hipótesis del medio continuo*.

Para sistemas que presentan propiedades uniformes se pueden describir con pocos grados de libertad; en los fluidos las cosas no son tan sencillas.

Ante tal problema surge la pregunta de si es posible entonces estudiar el campo fluido dividiéndolo en pequeñas parcelas, llamadas partículas fluidas, con respecto a las cuales definiríamos los conceptos de velocidad, densidad, etc. Cada partícula fluida estaría centrada en una posición x, y y su tamaño debería ser más pequeño que la longitud macroscópica (longitud que hay que recorrer en un campo fluido para ver variaciones apreciables de las distintas variables fluidas) característica de nuestro campo fluido, de manera que el conocimiento de las propiedades de cada partícula fluida en un cierto instante fuera suficiente para una descripción precisa del campo fluido (velocidad, densidad, etc) en función de la posición, x, y y del tiempo, t . El suponer que podemos describir las variables fluidas como función continua de x y de t es lo que se denomina hipótesis del medio continuo, que es utilizada también en el estudio de la elasticidad y resistencia de materiales [28].

El concepto de un *continuo* es la base de la mecánica de fluidos clásica. Una de las consecuencias de la hipótesis del continuo es que cada una de las propiedades de un fluido se supone que tenga un valor definido en cada punto del espacio. De esta manera, propiedades como la densidad, temperatura, velocidad, etc., pueden considerarse como funciones continuas de la posición y del tiempo [31].

4.2. Propiedades en los fluidos.

4.2.1. Densidad

A partir del concepto de partícula fluida (centrada en la posición x en el instante t) definimos densidad como:

$$\rho(\bar{x}, t) = \lim_{\delta V \rightarrow 0} \frac{\sum m_i}{\delta V}$$

La densidad es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa en un determinado volumen de una sustancia. La densidad media es la razón entre la masa de un cuerpo y el volumen que ocupa.

$$\rho = \frac{m}{V} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

La densidad, por regla general, depende de la temperatura y la presión. En los sólidos y líquidos la variación de la presión con la temperatura suele ser despreciable ya que suelen comportarse como sustancias incomprensibles, en cambio, en los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura [8].

4.2.2. Velocidad

Definimos la velocidad de un fluido como el valor medio de la velocidad de todas las moléculas que se encuentran en δV (velocidad del centro de gravedad de la partícula fluida) [28]:

$$\bar{v} = \lim_{\delta V \rightarrow 0} \frac{\sum m_i \bar{v}_i}{\sum m_i}$$

4.2.3. Energía interna

La energía por unidad de masa que existe en el interior de δV viene dada por $\sum E_i / \sum m_i$, donde $E_i = \frac{m_i |\bar{v}_i|^2}{2} + E_{vi} + E_{ri} + \dots$ representa la energía de cada molécula (energía cinética de traslación, energía de vibración, rotación, etc.). Si separamos de la energía por unidad de masa la contribución debida al movimiento medio de traslación de las moléculas tenemos:

$$e = \lim_{\delta V \rightarrow 0} \frac{\sum E_i}{\sum m_i} = e + \frac{|\bar{v}|^2}{2}$$

Por tanto la energía interna es:

$$e = \lim_{\delta V \rightarrow 0} \frac{\sum \frac{m_i |\bar{v}_i - \bar{v}|^2}{2} + E_{vi} + E_{ri} + \dots}{\sum m_i}$$

Que incluye en particular la energía cinética asociada al movimiento de agitación de las moléculas respecto al movimiento medio. Para líquidos y gases existe una estrecha relación entre la temperatura y la energía interna [28].

4.2.4. Viscosidad. Condición de no deslizamiento.

La *viscosidad* de un fluido es una medida de su resistencia a las deformaciones tangenciales producidas por las tensiones cortantes o tensiones de tracción. Es una propiedad física característica de todos los fluidos que aparece de las colisiones entre las partículas del fluido que se mueven a diferentes velocidades, provocando una resistencia a su movimiento. Debido a la diferencia de movimiento se desarrolla una fuerza de fricción que provoca que la capa con menor velocidad trate de desacelerar a la más rápida. Estos choques permiten transportar cantidad de movimiento de una región de fluido a otra.

Cuando un fluido se mueve forzado por un tubo, las partículas que componen el fluido se mueven más rápido cerca del eje longitudinal del tubo, y más lentas cerca de las paredes. Por lo tanto, es necesario que exista una tensión cortante (como una diferencia de presión) para sobrepasar la resistencia de fricción entre las capas del líquido, y que el fluido se siga moviendo por el tubo. Para un mismo perfil radial de velocidades, la tensión requerida es proporcional a la viscosidad del fluido. Las observaciones experimentales indican que un fluido en movimiento llega a detenerse por completo en la superficie adquiriendo una velocidad nula con relación a ella, dicho de otra manera, cuando un fluido entra en contacto con un sólido tiende a adherirse a la superficie del mismo y no hay deslizamiento, todo esto debido a los efectos viscosos. Es lo que se conoce con el nombre de *condición de no- deslizamiento* [33] [8].

En la figura 4.1 se puede apreciar con más claridad como la capa de fluido más próxima a la superficie provoca una desaceleración en la siguiente capa más próxima de fluido y así sucesivamente debido a las fuerzas viscosas entre las capas del fluido

en sí. La condición de velocidad cero en la superficie provoca el perfil de velocidades que se muestra a continuación en la figura 4.1.

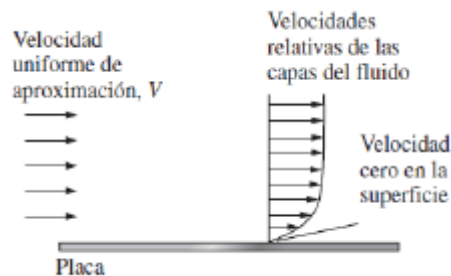


Figura 4.1-Condición de no deslizamiento

(Fuente: CENGEL, Y.H y CIMBALA J.M. (2006). Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. Madrid: McGraw-Hill. 1ª Edición)

Un fluido que no tiene viscosidad se llama *fluido ideal*. La viscosidad nula solamente aparece en superfluidos a temperaturas muy bajas. El resto de fluidos conocidos presentan algo de viscosidad. Sin embargo, el modelo de viscosidad nula es una aproximación bastante buena para ciertas aplicaciones.

Se va a definir también el concepto de *viscosidad dinámica* μ como la relación entre el esfuerzo tangencial y la rapidez de deformación angular del fluido en el eje perpendicular al esfuerzo, matemáticamente quedaría así:

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$$

La *viscosidad cinemática* ν es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad [33].

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

En el caso de estudio se puede comprobar como al estar las paredes del modelo estáticas, el flujo que pasa por ellas debería de cumplir la condición de no deslizamiento debido a la viscosidad del aire.

4.2.5. Presión

En un fluido en reposo el esfuerzo sobre cualquier plano debe ser siempre perpendicular a dicho plano (ya que un fluido en reposo no tiene esfuerzos cortantes). Este valor coincide con la *presión*. Las fuerzas derivadas de la presión siempre serán perpendiculares al plano que contiene al punto de aplicación [12].

La presión toma gran importancia en estática, ya que es un valor que cambia respecto a la profundidad, aumentando con ella; en dinámica también provoca consecuencias importantes tales como el hecho del movimiento de un fluido por un conducto debido a las diferencias de presión presentes entre la entrada y la salida del mismo por ejemplo.

4.2.6. Fuerzas en un fluido

Las fuerzas que actúan en un fluido se clasifican en dos tipos: Fuerzas de largo alcance (fuerzas de volumen o fuerzas másicas) y fuerzas de corto alcance (fuerzas de superficie). Las primeras son fuerzas que decrecen lentamente con la distancia y su radio de acción es comparable al tamaño característico del campo fluido, estas fuerzas son en particular la gravedad y la inercia. Son fuerzas capaces de penetrar en el interior del campo fluido y actuar sobre todos los elementos de su interior.

La resultante de la fuerza másica que actúa sobre una partícula fluida de volumen δV puede expresarse como

$$\rho \overline{f_m}(\vec{x}, t) \delta V$$

Donde $\overline{f_m}$ es la magnitud de la fuerza por unidad de masa.

Las fuerzas de corto alcance, las cuales tienen un origen molecular directo, decrecen muy rápidamente con la distancia y son sólo apreciables a distancias del orden de la separación media entre moléculas d .

Puesto que las fuerzas de corto alcance decaen en una distancia comparable a la distancia intermolecular media d , su resultante sobre una partícula fluida de tamaño δV ($\delta V^{1/3} \gg d$) es proporcional a la superficie (y no al volumen) de dicha partícula fluida. La fuerza que se ejerce a través de un elemento de superficie de área $d\sigma$ y orientación $\vec{n}$ que separa dos elementos fluidos puede por tanto escribirse en la forma [28].

$$d\bar{F}_s = \bar{f}_n(\bar{n}, \bar{x}, t) d\sigma$$

$\bar{f}_n$, es el esfuerzo que ejerce el fluido situado en el lado hacia donde esta dirigido $\bar{n}$ sobre el fluido situado en el lado contrario [28].

4.3. Líneas de corriente, trayectorias y sendas.

Las *líneas de corriente* son aquellas líneas que son tangentes en cada uno de sus puntos al vector velocidad local, en un instante dado [28]. Se tratan de curvas imaginarias las cuales conectan una serie de puntos en el espacio para un instante dado, de tal forma como ya hemos anticipado, todas las partículas sobre dicha curva tienen velocidades cuyos vectores son tangentes a la misma, como se indica en la figura 4.2.

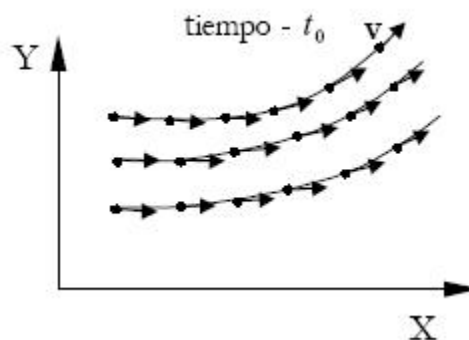


Figura 4.2-Vectores de velocidad tangentes a líneas de corriente

(Fuente: <http://mecanicadefluidos5.blogspot.com.es/2010/10/linea-de-corriente.html>)

Tal y como se puede apreciar en la figura 4.2 indican la dirección del movimiento de las partículas que se encuentran en ellas.

La *trayectoria* contiene la información referente al camino o senda que recorre cada partícula fluida, así como la rapidez con la que lo recorre. Las ecuaciones que describen la senda se pueden obtener a partir de las descripciones lagrangiana de la velocidad sin más que eliminar el tiempo [28].

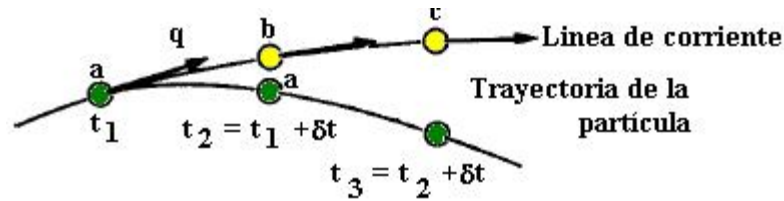


Figura 4.3-Línea de corriente y trayectoria

(Fuente: <http://mecanicadefluidos5.blogspot.com.es/2010/10/linea-de-corriente.html>)

La *senda* es una curva fija en el espacio que representa el camino que recorre una partícula fluida en su movimiento, pero sin contener información de la velocidad a la que lo hace, a diferencia de la trayectoria.

4.4. Clasificación de los flujos en mecánica de fluidos.

Los flujos se suelen clasificar según unas características bien diferenciadas lo que da lugar a distintos subgrupos dependiendo de la característica a la que se haga referencia, las más comunes en mecánica de fluidos son las siguientes:

4.4.1. Flujo interno y flujo externo

Un *flujo interno* es aquel el cual está obligado a fluir en un canal confinado, como puede ser un tubo o conducto. Al estar rodeados por superficies estos flujos están dominados por la gran influencia de la viscosidad [8].

Por el contrario, un *flujo externo* es aquel el cual circula por una superficie, en este caso los efectos viscosos quedan limitados a la capa límite que se crea cerca de la superficie sólida por la cual pasa y a las regiones de la estela corriente debajo de los cuerpos [8].

4.4.2. Flujo estacionario y no estacionario

Un *flujo estacionario* es aquel en el que las variables características del fluido (presión, velocidad, densidad, temperatura...) permanecen constantes a lo largo del tiempo.

Cuando dichas propiedades sí dependen del paso del tiempo y como consecuencia de ello varían hablamos de *flujo no estacionario*.

Referente a flujo estacionario utilizamos el término de *flujo uniforme* que está referido a aquellos casos en los que no existen variaciones espaciales de las propiedades fluidas sobre una zona especificada. En un flujo estacionario y uniforme, las variables fluidas no cambiarán con el paso del tiempo ni con el espacio, permaneciendo constantes en todo momento y lugar [8].

4.4.3. Flujo laminar y turbulento. Número de Reynolds.

Se llama *flujo laminar*, al movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado, suave. El fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse y cada partícula de fluidos sigue una trayectoria suave, llamada línea de corriente. En flujos laminares el mecanismo de transporte lateral es exclusivamente molecular. Es típico de fluidos a velocidades bajas o viscosidades altas, mientras fluidos de viscosidad baja, velocidad alta o grandes caudales suelen ser turbulentos.

Se define *flujo turbulento* al movimiento de un fluido que se da en forma caótica, en el que las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando pequeños remolinos periódicos, (no coordinados) como por ejemplo el agua en un canal de gran pendiente. Debido a esto, la trayectoria de una partícula se puede predecir hasta una cierta escala, a partir de la cual la trayectoria de la misma es impredecible, más precisamente caótica. Las fuerzas viscosas son muy bajas en relación a las fuerzas inerciales [34].

En la ilustración 4.4 se puede apreciar la diferencia entre ambos de una forma más gráfica.



Figura 4.4 - Flujo laminar y turbulento.

(Fuente: <http://www.manualvuelo.com/PBV/PBV18.html>)

El *número de Reynolds* es un parámetro adimensional importante en las ecuaciones que describen en qué condiciones el flujo será laminar o turbulento. Debe su nombre a Osborne Reynolds quién observó que al inyectar líneas de colorante en el flujo en una tubería de vidrio, estas formaban una línea recta y suave a bajas velocidades (flujo laminar) pero a velocidades más altas presentaban zonas de muchas fluctuaciones y desorden (flujo turbulento).

Este parámetro es un número adimensional que se utiliza en la mecánica de fluidos para caracterizar el movimiento de un fluido. Sirve de comparación entre las fuerzas inerciales (términos convectivos) y las fuerzas viscosas (términos viscosos) en las ecuaciones de Navier-Stokes.

$$Re = \frac{\text{fuerzas inerciales}}{\text{fuerzas viscosas}}$$

Además relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos.

Para un fluido que circula por el interior de una tubería circular recta, el número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu}$$

ρ : densidad del fluido

v_s : velocidad característica del fluido

D : diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido o longitud característica del sistema

μ : viscosidad dinámica del fluido

ν : viscosidad cinemática del fluido $\nu = \frac{\mu}{\rho}$. (m²/s)

Las fuerzas viscosas tienen un efecto estabilizador o amortiguador sobre el movimiento cuando esté sujeto a perturbaciones. Su capacidad de estabilización depende de la fuerza que estas presenten frente a las fuerzas inerciales.

Así pues, para valores del Número de Reynolds inferiores a un valor crítico, las fuerzas viscosas serán predominantes y el flujo tendrá un comportamiento laminar. Para valores superiores, las fuerzas predominantes serán las inerciales y el flujo será turbulento.

Según el tipo de aplicación el valor crítico varía. Para flujos en conductos este valor está alrededor de 2300. El paso de flujo laminar a turbulento no se hace de forma inmediata sino que existe una zona de transición la cual oscila entre 2300 y 4000. Para flujos alrededor de cuerpos normalmente tomamos las siguientes referencias:

- Flujo laminar: $10^3 < Re < 10^6$
- Flujo turbulento: $10^6 Re$

4.4.4. Flujo compresible e incompresible. Número de mach.

Todos los fluidos son compresibles, incluyendo los líquidos. Cuando estos cambios de volumen son demasiado grandes se opta por considerar el flujo como compresible (muestran una variación significativa de la densidad como resultado de fluir), esto sucede cuando la velocidad del flujo es cercano a la velocidad del sonido. Los gases son mucho más compresibles que los líquidos. Un flujo incompresible es aquel en el no varía sus densidad en el curso de su movimiento [8].

Se utiliza el Número de Mach para determinar si las variaciones de densidad son lo suficientemente pequeñas como para utilizar la aproximación de flujo incompresible.

Es un parámetro adimensional que relaciona la velocidad del fluido con la velocidad del sonido en el fluido, es decir, la velocidad de propagación de las perturbaciones de presión a través del medio fluido [29].

$$Ma = \frac{v}{c} = \frac{\text{velocidad del fluido}}{\text{velocidad del sonido}}$$

Según el número de Mach que obtengamos tenemos:

- $Ma < 1$, flujo subsónico
- $Ma = 1$, flujo sónico
- $Ma > 1$, flujo hipersónico

Para valores de Ma superiores a 0,3 debemos empezar a tener en cuenta los efectos de compresibilidad [29][13]. Los líquidos se suelen estudiar como incompresibles y para los gases se suele utilizar el valor de 0,3 como punto de referencia; por tanto los efectos de compresibilidad del aire pueden despreciarse para velocidades por debajo de 110m/s.

4.4.5. Tipo de flujo utilizado en la simulación

En la simulaciones de las que consta este trabajo fin de grado el flujo se trata de un flujo interno, ya que se encuentra confinado en un recipiente que lo contiene por el cual describe libremente su movimiento. Si es cierto que al ser la habitación bastante grande para ciertos estudios podría haber la posibilidad de considerarlo como flujo externo.

Además es un flujo uniforme y estacionario, lo que indica que las propiedades del fluido no dependen de variaciones espaciales o temporales. Esta ha sido una hipótesis simplificadora, ya que en la realidad no se trata de un flujo estacionario. El flujo es laminar.

Por último se ha considerado que el fluido de estudio es incompresible (densidad constante) ya que $Ma < 0.3$ y tenemos velocidades por debajo de los 100m/s.

4.5. Principios básicos de la dinámica de fluidos.

4.5.1. Ecuación de continuidad (conservación de la masa)

Tal y como ya se ha descrito con anterioridad, la masa, al igual que la energía, se conserva en el transcurso de un proceso.

Para volúmenes de control la masa puede cruzar las fronteras, por lo que debemos considerar la cantidad de masa que entra y sale del volumen de control; es lo que se conoce en mecánica de fluidos como *Ecuación de continuidad*, la cual expresa lo siguiente: “la transferencia de neta de masa hacia el interior de un volumen de control o hacia fuera del mismo durante un intervalo de tiempo Δt es igual al cambio neto (aumento o disminución) en la masa total que está dentro de ese volumen en el transcurso del tiempo” [8].

$$m_{ent} - m_{sal} = \Delta m_{VC} \quad [kg]$$

ó para un flujo másico:

$$\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} = \frac{dm_{VC}}{dt} \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Para un flujo estacionario en principio de conservación de la masa establece que, “el flujo másico que entra en un volumen de control es igual al flujo másico total que sale de él”.

$$\sum_{ent} \dot{m} = \sum_{sal} \dot{m} \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Para procesos estacionarios de una sola corriente (una entrada y una salida) la expresión anterior queda así:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

, donde el subíndice 1 denota la entrada y el subíndice 2 la salida.

$$\rho_1 U_1 A_1 = \rho_2 U_2 A_2$$

$\dot{m}$ = Flujo másico a la entrada y salida del volumen de control.

ρ = Densidad “ “.

U = Velocidad del flujo “ “.

A = Área de entrada y salida del volumen de control.

Si además tenemos un flujo incompresible ($\rho=\text{cte}$), simplificamos a:

$$\sum_{ent} \dot{V} = \sum_{sal} \dot{V} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

Que en sistemas estacionarios de una sola corriente queda:

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= \dot{V}_2 \\ U_1 A_1 &= U_2 A_2 \end{aligned}$$

$\dot{V}$ = Flujo volumétrico (caudal) en la entrada y salida del volumen de control.

En base a lo recientemente expuesto se debe comprobar en la simulación el cumplimiento de la ecuación de continuidad ya que dicho estudio posee tanto entradas como salidas de flujo másico. Al tratarse de un flujo incompresible y estacionario, se debe comprobar que el flujo másico total que entra es igual al correspondiente que sale en las salidas y esto sería un buen indicador de que la simulación está funcionando correctamente.

4.5.2. Ecuación de Bernoulli

El principio de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una corriente de agua. Muchas veces el efecto de la viscosidad es pequeño y lo podemos despreciar en una primera aproximación, incluso en regiones donde el campo de velocidades no es uniforme. Si asumimos estas condiciones estamos ante un *fluido ideal*.

Si, además el movimiento es estacionario y el fluido presenta un valor de la densidad constante, entonces existe una relación sencilla entre la velocidad, presión y altura a lo largo de una línea de corriente. Esto es lo que conocemos por ecuación de Bernoulli [35].

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g z = cte$$

Dónde:

- V = velocidad del fluido en la sección considerada.
- ρ = densidad del fluido.
- p = presión a lo largo de la línea de corriente.
- g = aceleración gravitatoria
- z = altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia.

Básicamente expresa que la sumatoria de la energía de flujo (debida a la presión), más la energía cinética (velocidad), más la energía potencial gravitatoria (altura) se mantienen constantes a lo largo de una línea de corriente. Eso no implica que puedan convertirse de una a otra en el transcurso de recorrido (cambiando la presión y velocidad del fluido) siempre y cuando el total permanezca inalterado [4].

Para que se aplique correctamente dicha ecuación debemos considerar que los efectos viscosos son despreciablemente pequeños en comparación con los de inercia (gravitacionales y de presión). Este tipo de zonas se presentan fuera de las capas límite y estelas [8].

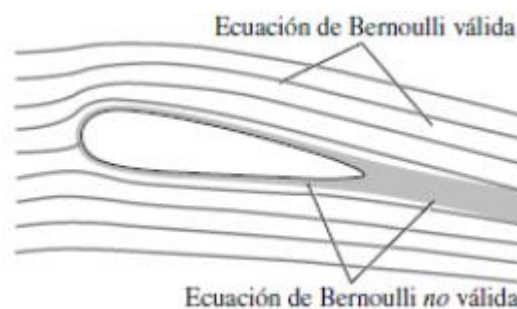


Figura 4.7 - Regiones válidas y no válidas para la ecuación de Bernoulli.

(Fuente: CENGEL, Y.H y CIMBALA J.M. (2006). Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. Madrid: Mcgraw-Hill. 1º Edición)

Para aplicar correctamente la ecuación de Bernoulli se debe de cumplir [29]:

- Flujo estacionario.
- Flujo incompresible.
- Flujo sin fricción.
- Flujo a lo largo de una línea de corriente.
- Sin trabajo motor y transferencia de calor entre 1 y 2.

Este principio tiene aplicación directa en la fuerza de sustentación sobre el ala de un avión en vuelo, en chimeneas, tuberías, natación, sección automovilística y otras muchas aplicaciones de la vida diaria.

4.5.3. Capa límite. Desprendimiento de capa límite.

La *capa límite* de un fluido es la zona donde el movimiento de éste es perturbado por la presencia de un sólido con el que está en contacto. Se entiende como aquella en la que la velocidad del fluido respecto al sólido en movimiento varía desde cero hasta el 99% de la velocidad de la corriente no perturbada.

En la superficie del sólido se produce la condición de no deslizamiento (ya explicada anteriormente); la capa pegada a la superficie desacelera la capa adyacente al fluido debido a las fuerzas viscosas entre las capas de ese fluido, la cual desacelera a la capa siguiente y así sucesivamente, siendo responsable dicha condición del perfil de velocidad formado.

Existe un deslizamiento entre las capas de fluido próximas a esta capa, las cuales van teniendo una velocidad más cercana a la del fluido libre conforme más alejadas se encuentran de la superficie.

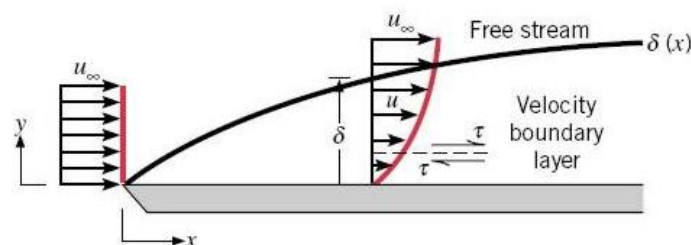


Figura4.6 – Capa límite en una placa plana

(Fuente: <https://sites.google.com/site/tcmdefiunsj/tema-6>)

Denotando como U =velocidad del fluido libre; $u(x, y)$ = velocidad del fluido en la capa límite y $\delta(x)$ = espesor de la capa límite.

La región del espacio afectada por la capa límite suele ser muy pequeña, a pesar de ello toma especial importancia tanto en flujos internos como externos. Es espesor de la misma se ve afectado por la velocidad del flujo, y por lo tanto, por el número de Reynolds. A mayor número de Re menor será el espesor de la misma, ya que la inercia del flujo hace que la influencia de los esfuerzos viscosos sea menor.

La capa límite puede ser laminar o turbulenta; aunque también pueden coexistir en ella zonas de flujo laminar y de flujo turbulento. En ocasiones es de utilidad que la capa límite sea turbulenta. En aeronáutica aplicada a la aviación comercial, se suele optar por perfiles alares que generan una capa límite turbulenta, ya que ésta permanece adherida al perfil a mayores ángulos de ataque que la capa límite laminar, evitando así que el perfil entre en pérdida, es decir, deje de generar sustentación aerodinámica de manera brusca por el desprendimiento de la capa límite.

El espesor de la capa límite en la zona del borde de ataque o de llegada es pequeño, pero aumenta a lo largo de la superficie. Todas estas características varían en función de la forma del objeto (menor espesor de capa límite cuanto menor resistencia aerodinámica presente la superficie: ej. forma fusiforme de un perfil alar).

Cuando el número de Re es elevado las partículas que se desplazan por la capa límite lo hacen en primera instancia de forma laminar, mientras que más adelante su trayectoria se va volviendo más caótica (flujo turbulento) lo que conlleva un aumento del espesor de la capa límite [8] [29].

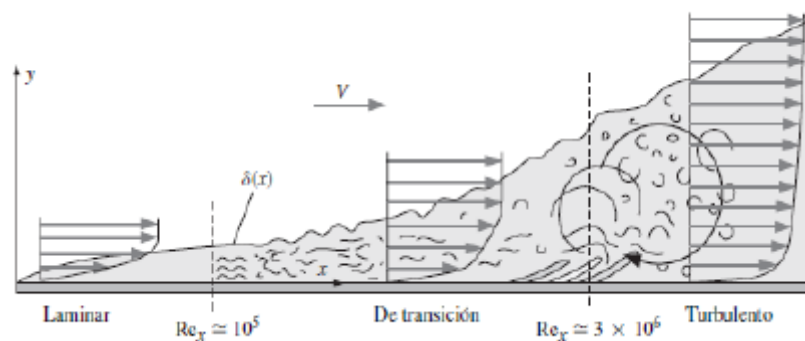


Figura 4.7 – Transición de la capa límite laminar sobre una placa plana a una capa límite turbulenta dependiendo del número de Reynolds

(Fuente: CENGEL, Y.H y CIMBALA J.M. (2006). Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. Madrid: Mcgraw-Hill. 1º Edición)

En la figura 4.7 se puede ver como la capa límite turbulenta presenta un gradiente de velocidades más pronunciado cerca de la superficie y más plano en el resto de la capa. Por ello el esfuerzo cortante es mayor en la capa turbulenta que en la laminar así como la cantidad de movimiento del fluido.

Cuando el flujo en la región exterior acelera, aumenta la velocidad en la capa límite y disminuye la presión de esta debido al principio de Bernoulli. Esto es conocido como *gradiente de presión favorable*, ya que aquí la capa límite es delgada y se adhiere a la pared siendo más improbable su separación.

Si por el contrario el flujo exterior desacelera, disminuye la velocidad en la capa límite y aumenta la presión de esta teniendo un *gradiente de presión desfavorable*, ya que la capa límite es más gruesa y no se adhiere con tanta facilidad a la superficie siendo más fácil la posibilidad de separación. En la figura 4.8 se puede ver gráficamente.

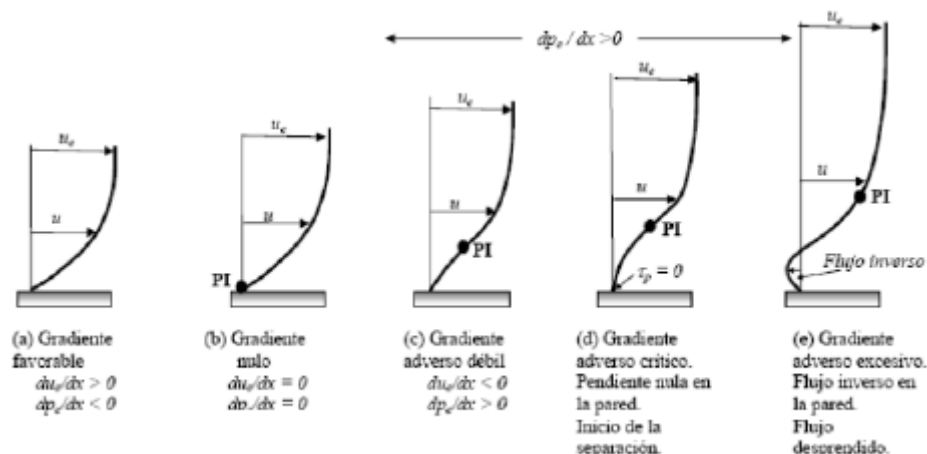


Figura 4.8 – Efecto del gradiente de presiones en la evolución de la capa límite.

(Fuente: BENEYTO, Jaime. Apuntes de la asignatura mecánica de fluidos II de ingeniería aeronáutica de la universidad politécnica de Madrid)

El efecto crítico en este proceso sería lo que se conoce como *desprendimiento de la capa límite*. Cuando ocurre el flujo deja de estar en contacto con la superficie del sólido. Esto puede deberse a un cambio brusco en la geometría del sólido o por una pérdida excesiva de la cantidad de movimiento del fluido cerca de la pared al moverse aguas abajo hacia zonas de mayor presión (gradiente desfavorable de presión). La *estela* es la región corriente abajo del punto de separación de la capa límite.



Figura 4.9 – Ejemplo de desprendimiento de capa límite y estela

(Fuente: <http://www.efluids.com>)

Este fenómeno de desprendimiento es muy importante para explicar las fuerzas aerodinámicas presentes en flujos externos alrededor de cuerpos sumergidos en ellos.

Como este trabajo no está orientado a dichas fuerzas no vamos a explicar detalladamente los fenómenos que se dan para producirlas, simplemente dejaremos constancia del conocimiento de la existencia de las mismas.

5. INTRODUCCIÓN A LA VENTILACIÓN

Debido a que el tema principal de este trabajo es el análisis y posterior optimización de la ventilación de una habitación, en mi caso una sala de ordenadores de la universidad, se va a exponer brevemente sobre la importancia de una buena distribución de la misma.

Bajo el punto de vista del bienestar, resulta esencial mantener en un ambiente de trabajo como puede ser el caso escogido a analizar, los niveles de confort y salubridad del aire aptas para las personas. En la actualidad, estamos expuestos a trabajar con múltiples sustancias y componentes químicos, los cuales pueden ser muy perjudiciales para el ser humano. Mi estudio va más enfocado al confort térmico, el cual también puede llegar a convertirse en un problema, ya que la temperatura en condiciones extremas puede resultar molesta o incluso nociva para las personas. Otro de los problemas que puede acarrear una mala ventilación es la presencia de olores fuertes o desagradables, o incluso la abundancia o falta de humedad del mismo ambiente, factores que sin un buen estudio y control de los mismos pueden llegar a ser muy molestos; es por ello la importancia de una ventilación de calidad y adecuada a las condiciones y normas de seguridad de cada espacio.

La ventilación industrial y doméstica está compuesta básicamente por la impulsión y la aspiración del aire. El objetivo del sistema es el de generar un ambiente de confort en el entorno de destino (normalmente en un entorno de trabajo), tecnología que en inglés recibe el nombre de HVAC (Heating, cooling and air conditioning); y por otro lado ser capaz de reemplazar el aire viciado o agotado de la estancia.

Un sistema de aporte de aire bien diseñado incluirá, por regla general, una sección de entrada de aire, filtros de aire, dispositivos para regular la temperatura, un ventilador, conductos y difusores o rejillas de distribución. Cuando combinamos en una misma unidad los filtros, calentadores/enfriadores y el ventilador, tenemos una unidad de suministro de aire.

El flujo de aire en estos sistemas se ve gobernado principalmente por dos principios físicos que son: la ley de conservación de la masa, que como su propio nombre indica implica que el intercambio total de flujos es nulo, es decir, la cantidad de aire permanece constante; y por otro lado la ley de conservación de la energía, que lo que nos quiere decir es que la cantidad de energía permanece constante a lo largo del tiempo, siempre y cuando no haya aportes externos al flujo de aire desde el interior o exterior del recinto de aplicación; que no cambie la cantidad total de energía no quiere decir que los términos que componen esta magnitud no puedan cambiar, es más a lo largo del proceso los valores de presión y velocidad pueden cambiar, y de

hecho, cambian, pero de tal manera que el sumatorio de ambos da siempre la misma cantidad.

Tal y como se ha explicado anteriormente, a veces es necesario realizar modelos para simplificar las ecuaciones. En el caso de la ventilación se llevan a cabo una serie de hipótesis que simplifican el sistema físico, como por ejemplo el hecho de despreciar los efectos de calor, así como los de compresibilidad. En el caso de estudio no se van a despreciar todos los efectos de calor, ya que también vamos a simular los efectos de las diferentes fuentes de calor. Se asumirá también que el aire no presenta nada de humedad y que el volumen y peso de la corriente contaminante es nulo.

Con respecto a los sistemas de ventilación, se puede hacer una distinción en cuanto a las funciones que estos sistemas llevan a cabo. Una de ellas es la dilución de aire contaminado en una corriente sin contaminar, de manera que evite problemas de salud debido a las partículas contaminadas del aire.

Este método, a pesar de ser más económico que evacuar el contaminante, debe ser empleado con cautela pues el resultado suele ser peor, y además, extrae calor del local, lo que repercute en múltiples ocasiones en la rentabilidad de esta técnica. Por otra parte, el sistema de ventilación debe ocuparse de mantener una temperatura adecuada en entornos donde se llevan a cabo actividades industriales que llevan asociadas grandes cantidades de calor, como: fundiciones, lavanderías, panaderías, etc... tanto para proporcionar confort como para evitar dolencias.

Profundizando en la primera de las funciones comentadas, los sistemas se diseñan de acuerdo a unas premisas básicas:

- A partir de la bibliografía disponible, se selecciona la cantidad necesaria para diluir el contaminante de modo que no produzca efectos adversos en la salud, empleando para ello los criterios de VLA, EC o de EL. Se distribuye la impulsión y las salidas de manera que el aire pase a través de la zona contaminada. A su vez, el operario deberá permanecer entre el aire suministrado y la fuente contaminada.

- Si es posible, se posicionan las aberturas del sistema cerca de las fuentes contaminantes.

- Reponer el aire usado mediante el empleo de un sistema de sustitución de aire, tratando de caldear el aire en épocas de frío y enfriarlo en las de calor.

- Evitar la reentrada del aire agotado emitiéndose a la atmósfera por encima del nivel del tejado, o asegurándose que no haya cerca de la zona de escape ventanas y/o puertas.

Sin embargo, el uso de este procedimiento lleva asociado otra serie de factores que restringen su utilización, además de los anteriormente comentados. El primero de ellos se trata de la cantidad de contaminante a evacuar, que debe ser pequeña para que la corriente de aire que la diluya sea posible, así como que su toxicidad sea baja. Por otro lado, los trabajadores deben hallarse lejos del foco contaminante, o que éste sea lo suficientemente bajo. Por último, la dispersión del contaminante debe evolucionar de un modo uniforme, evitando de esta manera que se produzcan situaciones inesperadas.

Referente al otro propósito de la ventilación, el que tiene relación con la temperatura, su finalidad no es otra que dar una sensación de confort térmico, previniendo un malestar generalizado y con la consecuente bajada de productividad. El requisito esencial para que el cuerpo funcione con normalidad es que el núcleo profundo se encuentre entre 36° y 38°. Para ello, el organismo realiza un intercambio de energía con el ambiente siguiendo las leyes de la termodinámica. La cantidad de calor intercambiada depende de:

- El calor total producido por el cuerpo, que oscila entre 1 Kcal/Kg por hora hasta 5 Kcal/Kg por hora.
- El calor procedente del entorno, en caso de que se den las condiciones adecuadas.

El ratio de calor intercambiado es función de la temperatura, humedad y velocidad del aire, así como la temperatura de la piel y la evaporación del sudor, entre otros muchos factores, que afectan en mayor o menor medida [27] [16].

5.1. Difusión de aire en locales.

Este apartado se va a centrar en la manera en la que el aire se reparte en un local; para ello ha sido de gran ayuda el *manual de ventilación de Salvador Escoda* [27].

Debido a que, en la actualidad raro es el local que no lleve instalado un equipo de refrigeración de aire es importante conocer los fenómenos que se dan en el mismo y la forma que presenta el aire de distribuirse en función de las variables externas a las que esté expuesto el recinto.

Una vez tenemos el aire con las condiciones de calidad y confort necesarias, el siguiente paso es distribuirlo por los locales de una manera uniforme y con una velocidad la cual no debe pasar el límite en el que comience a ser molesta.

Hoy día existen en el mercado una gran variedad de difusores que se adaptan a las exigencias que requerimos; existen difusores de inducción elevada con venas radiales rotativas, de geometría fija o variable, toberas de largo alcance y bajo ruido, elementos para difusión por desplazamiento así como una gran selección de rejillas y difusores.

A continuación, en la figura 5.1 se muestra el comportamiento del aire en una impulsión del mismo en local.

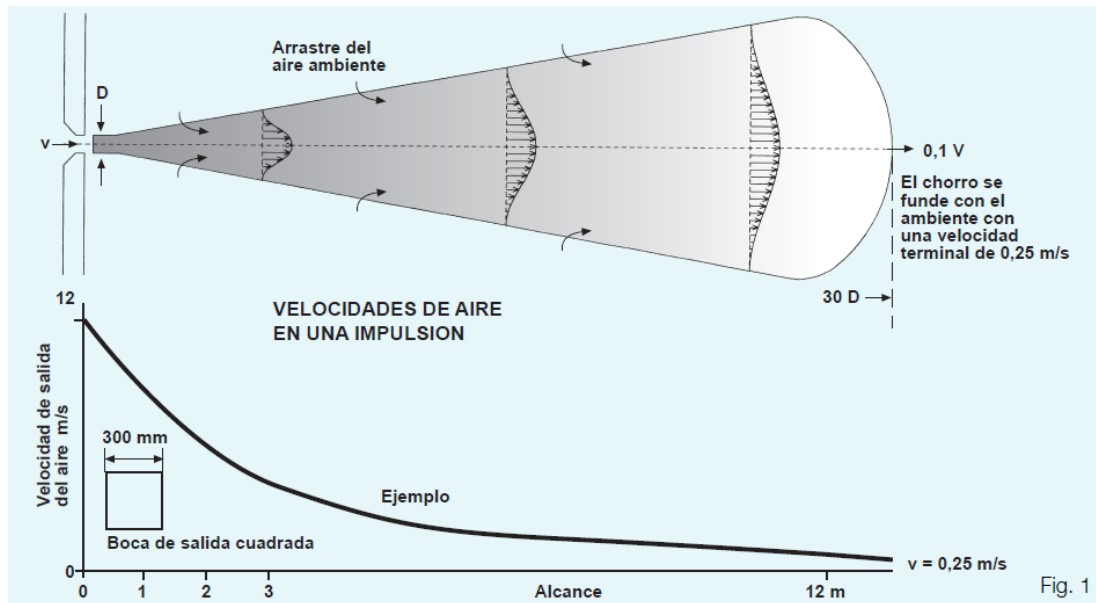


Figura 5.1. - Comportamiento del aire impulsado en un local

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

En la imagen 5.1 se puede apreciar como varía la velocidad del fluido en función del tamaño del conducto que lo insufla y del alcance. Tal y como se puede observar, la velocidad va disminuyendo conforme va aumentando el alcance del chorro del aire, hasta que el chorro se funde con el ambiente a una velocidad terminal con valor de 0,25m/s generalmente.

Para poder comparar la gran diferencia de velocidades del aire próximas a una aspiración de las de una impulsión se incluye la figura 5.2.

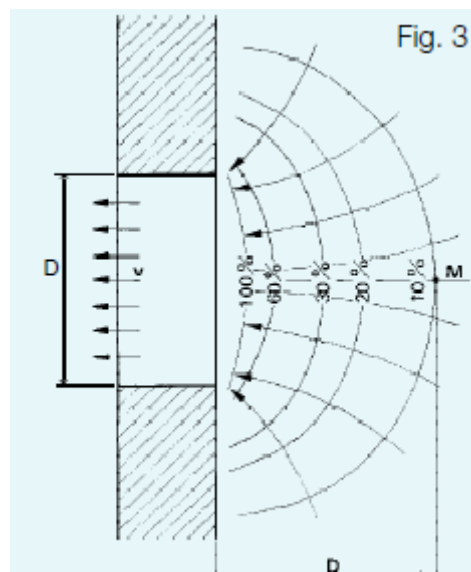


Figura 5.2. -Velocidades del aire
próximas a aspiración.

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

Comparando ambas imágenes nos damos cuenta que, por ejemplo a la distancia de un diámetro de una boca de aspiración se encuentra una velocidad de aire que en una boca de impulsión hay que buscarla a una distancia de treinta diámetros. Se obtiene como conclusión que para impulsar aire en un local necesitamos velocidades más elevadas para que el chorro alcance distancias convenientes y a la vez las personas o animales que haya en el local toleren sin molestias dicha corriente de aire. La función de la impulsión es arrastrar aire del ambiente y mezclarse con el mismo fuera de la zona de ocupación para llegar a una velocidad terminal que no moleste a los ocupantes.

Se debe tener en cuenta también que los movimientos del aire impulsado en un local no solo dependen de la velocidad de impulsión del mismo, sino también de las diferencias de temperaturas existentes, es decir, la diferencia de temperatura más elevada del aire introducido como del enfriamiento del aire a lo largo de las paredes. Si hubiera algo de ventilación natural, en invierno el aire exterior penetra por la parte baja del local y empuja hacia arriba el aire interior que estaría a mayor temperatura.

Un aspecto importante a tener en cuenta también es la posición relativa de las bocas de impulsión y de aspiración, hecho que vamos a estudiar, analizar e intentar optimizar en la posterior simulación de nuestro caso de estudio; la colocación de dichas bocas puede ser muy diversa y es realmente importante una colocación adecuada de las mismas para obtener una correcta difusión del aire.

A continuación se hará una breve descripción de varias de las disposiciones más comunes para recintos discretos y su aplicación.

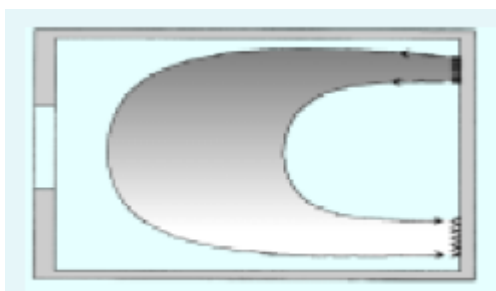
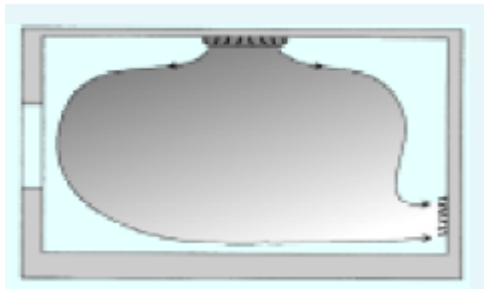


Figura 5.5. -Impulsión lateral. Aspiración por rejilla baja.

La impulsión lateral es la más clásica y está indicada para recintos con poca altura de techo, ya que el aire puede repartirse de forma efectiva por todo el recinto [27].

Las bocas de impulsión pueden adoptar cualquier forma: circular, rectangular, cuadrada, lineal, con o sin regulación, etc.

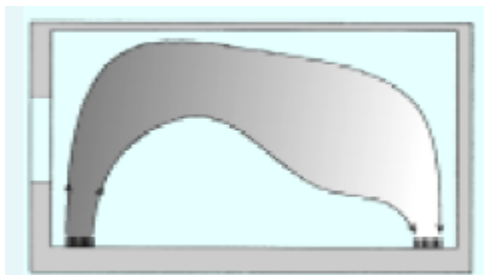
(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)



**Figura 5.4. -Impulsión por el techo.
Aspiración por rejilla baja.**

La impulsión por el techo admite grandes caudales de aire con una buena distribución, aunque hay que decir que necesita alturas de techo superiores a los 3 m para que el fluido pueda distribuirse y no se concentre en demasía como si de un chorro se tratase. Admite difusores circulares o cuadrados. Este es el caso inicial del que parte nuestro estudio. La boca de aspiración en el zócalo suele ser de rejilla rectangular alargada [27].

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

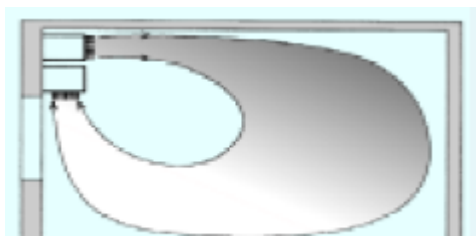


**Ilustración 5.5. -Impulsión y aspiración
por el suelo.**

La impulsión y aspiración por el suelo tiene como ventaja que se consigue una buena homogeneidad de temperatura en el local sin necesidad de grandes alturas de techo. Es la solución más óptima, lo que pasa es que tiene como inconvenientes que revuelve el polvo del suelo obligando a tener precaución con los filtros que se colmatan con asiduidad y también tiene como inconvenientes que al impulsar el aire por el

suelo, si el local estuviera destinado a personas, resultaría molesto ,ya que podría incomodar al llevar cierta ropa; es por eso que en locales destinados a personas no se suela poner, en cambio para un local destinado a maquinaria u otra función es el más apropiado y óptimo por la mejor distribución de temperaturas que ofrece [27].

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)



**Ilustración 5.6. -Impulsión y aspiración
en un bloque, con bocas en distintas
direcciones.**

La impulsión y aspiración en bloque presenta como ventaja su compacidad, pero solo resulta recomendable para refrigeración o para locales amplios, ya que en calefacción se producen diferencias de temperaturas importantes, aunque estas desaparecen si el local es grande, como por ejemplo en una nave industrial.

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

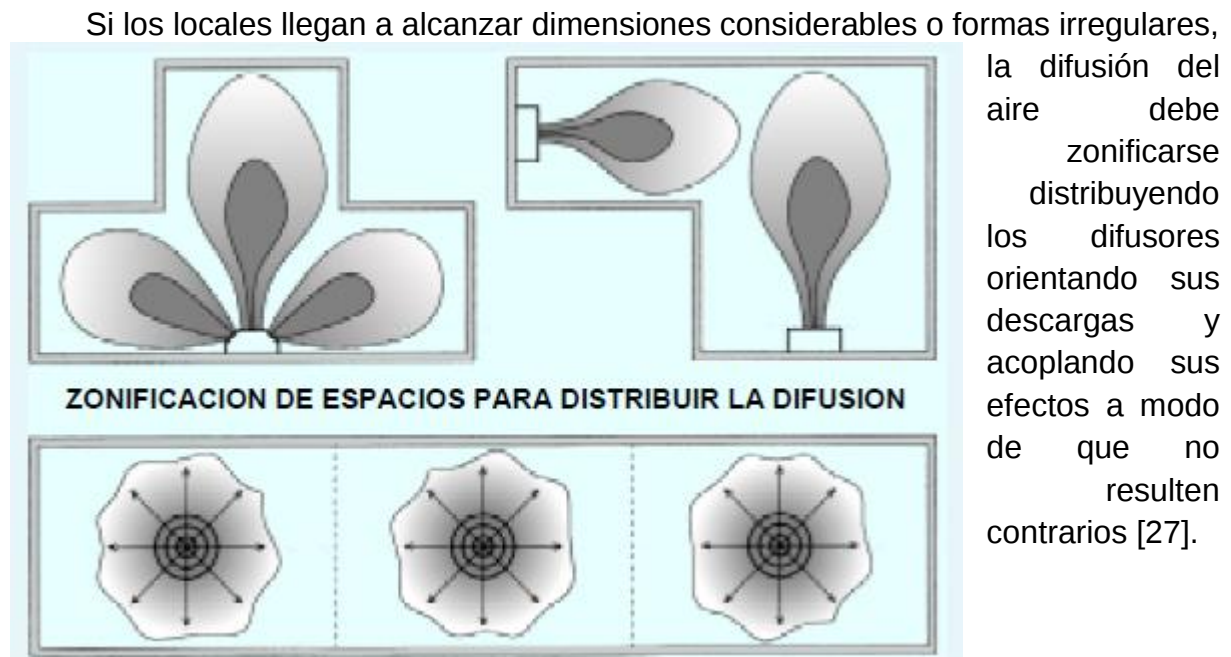


Figura 5.7. - Zonificación de espacios para distribuir la difusión

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

5.1.1. Presencia de obstáculos. El efecto *Coandă*.

En la mecánica de fluidos, el efecto *Coanda* es el fenómeno físico en el cual una corriente de fluido (gaseosa o líquida) tiende a ser atraída por una superficie vecina a su trayectoria. El término fue acuñado por Albert Metral en honor al ingeniero aeronáutico rumano Henri Coandă, quien descubrió el efecto en su prototipo de un avión de reacción tras observar como las llamas y los gases quemados que salían de los motores se aproximaban al fuselaje. Coandă notó que un fluido tiende a seguir el contorno de la superficie sobre la que incide, si la curvatura de la misma o el ángulo de incidencia del fluido con la superficie no son demasiado acentuados [30].



Figura 5.8. - Efecto Coanda sobre la superficie de una cuchara.

(Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_Coand%C4%83)

El llamado efecto *Coanda* también hay que tenerlo muy presente en la difusión del aire. Los chorros de impulsión tienden a pegarse a las paredes y recorrer

distancias largas antes de desprenderse y caer, tal y como podemos observar en la siguiente ilustración 5.9.

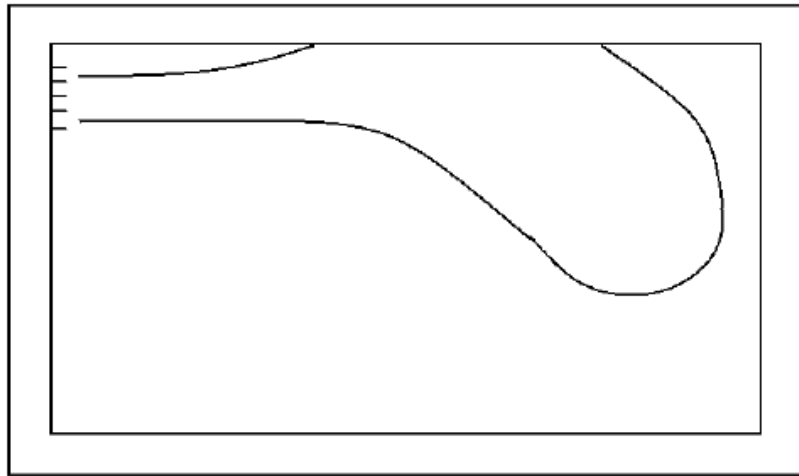


Figura 5.9. - Efecto Coanda en la difusión del aire.

(Fuente: <http://www.air-handling.com/es/content/difusi%C3%B3n-de-aire>)

También las consolas pegadas a las paredes, pueden aprovechar este efecto descargando verticalmente y siguiendo luego el chorro adherido al techo.

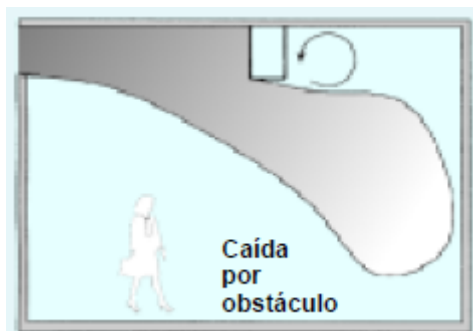


Figura 5.10. - Cese del efecto Coanda por presencia de obstáculos.

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

No obstante, la presencia de obstáculos provoca la inmediata caída del aire adherido. De esta manera, disponiendo de vigas, luminarias u otros elementos, se puede controlar la trayectoria del fluido en el interior del recinto. Hay que elegir pues el lugar de impulsión, colocándolo, siempre que sea posible, el chorro paralelo al obstáculo o impulsar una vez pasado el mismo, siempre y cuando queramos que el obstáculo no nos anule dicho efecto *Coanda*.

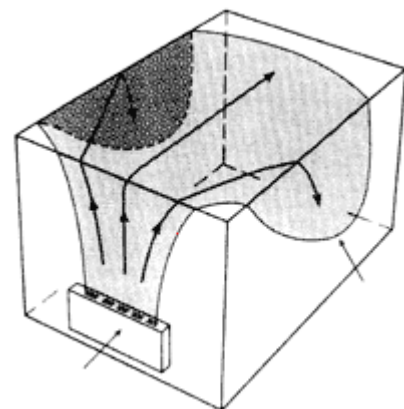


Figura 5.11

Se suele escuchar que el efecto *Coanda* es el amigo del aire acondicionado; es muy molesto cuando un chorro de aire frío incide directamente sobre el cuello, podemos obtener una situación mucho más confortable aprovechando dicho efecto. Lo ideal es disponer y orientar las salidas de aire refrigerado de forma que impulsen el aire paralelamente al techo y no se encuentren separadas de éste menos de 30cm, de esta forma la vena de aire se conseguirá “pegar” al techo y obtener mayor alcance [17].

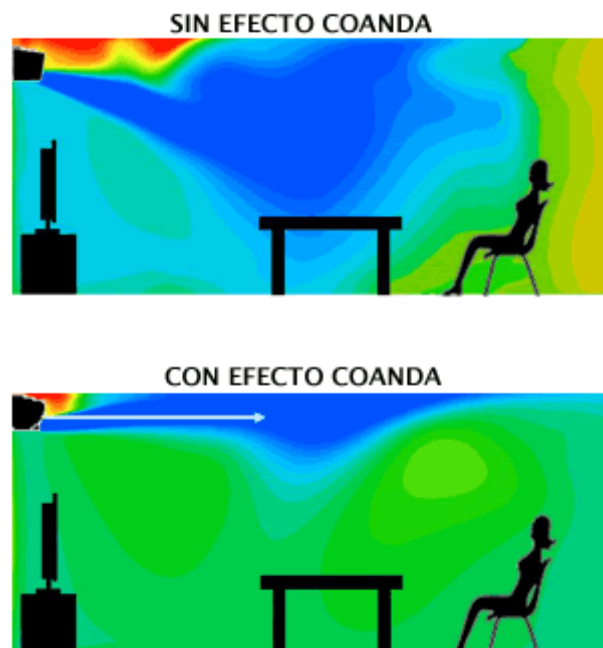


Figura 5.12 – Comparación distribución del aire con efecto *Coanda* y sin efecto *Coanda*.

(Fuente: <http://nergiza.com/el-efecto-coanda-el-amigo-del-aire-acondicionado>)

No influye solo el hecho de que el aire de impulsión alcance más distancia, el efecto *Coanda* también influye en el hecho de que una vez que tengo una masa de aire frío distribuida uniformemente en la zona superior del local (segunda imagen), este aire frío “cae” en la zona ocupada debido a su mayor densidad con respecto al aire más caliente, pero lo hace de forma uniforme y a baja velocidad, lo que lleva a que los usuarios no noten corrientes de aire molestas y frías.

Es obvio que este efecto no se puede conseguir con cualquier tipo de equipo de aire acondicionado, los más adecuados son los tipo techo (vistos) o los tipo conexión a conductos, este último situando las rejillas de forma adecuada.

Otros equipos que también pueden conseguir este efecto serían los tipos cassette e incluso los tipo suelo, aunque en este caso el aire frío debería “adherirse” en primer lugar a la superficie de la pared y a continuación al techo, lo que lo hace más complicado.

Aunque a veces nos lo intenten vender como tal, los equipos tipo pared/mural no son adecuados para conseguir este efecto, ya que es complicado que impulsen el aire en horizontal y más aún que lo hagan a menos de 30cm del techo. En caso de que consiguieran hacerlo, el escaso caudal que mueven y la falta de presión harían que no consiguiéramos beneficiarnos del efecto *Coanda*.

5.1.2. Tipos de difusores.

El factor determinante es el tipo de difusor empleado, elemento que se coloca tras la impulsión de aire y que tiene como objetivo modificar la velocidad y dirección de la corriente suministrada para que de este modo el aire se distribuya homogéneamente por el local. En la geometría desarrollada para la sala de ordenadores los difusores han tenido que simplificarse enormemente para evitar complicaciones a la hora de realizar la malla posteriormente, aun así la funcionalidad es la misma ya que parámetros como el área o la inclinación de las aletas se han mantenido constantes [27].

Difusores de techo

La difusión por el techo es la mejor, pues se encuentra fuera de la zona ocupada, evitando así grandes molestias. Los difusores pueden ser circulares o cuadrados.

Los difusores circulares están contruidos por varios conos concéntricos que proyectan el aire paralelamente al techo y en todas direcciones. Los hay también con aletas torsionadas cuya función es impulsar el chorro en espiral o incluso semicirculares apropiados para colocar cerca de una pared emitiendo solamente a 180°. Algunos llevan incorporados dispositivos de regulación que permiten orientar el chorro parcialmente hacia el suelo. Suele ser conveniente instalar una compuerta en el conducto de alimentación del difusor para regular el caudal de aire entrante. El radio de difusión viene definido por la velocidad terminal, indicada en el catálogo del fabricante [27].

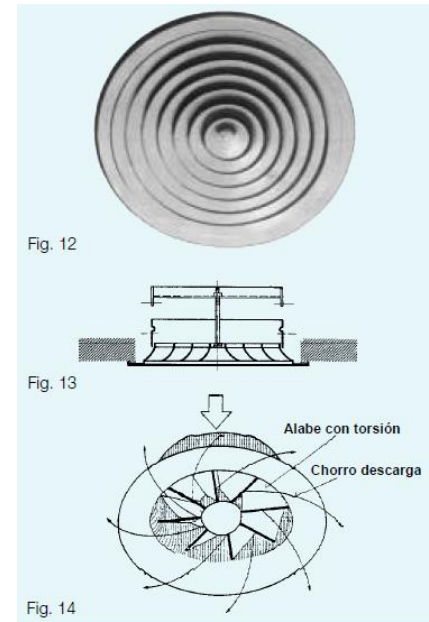


Figura 5.13 - Difusor circular

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

Los difusores cuadrados actúan de manera similar a los circulares aunque, eso sí, acentúan más la impulsión en las cuatro direcciones de los chorros que corresponden a los cuatro lados. No obstante, también se da la posibilidad de que emitan la corriente en tres, dos y una dirección; cuando son de dos o una dirección se usan también muralmente [27].

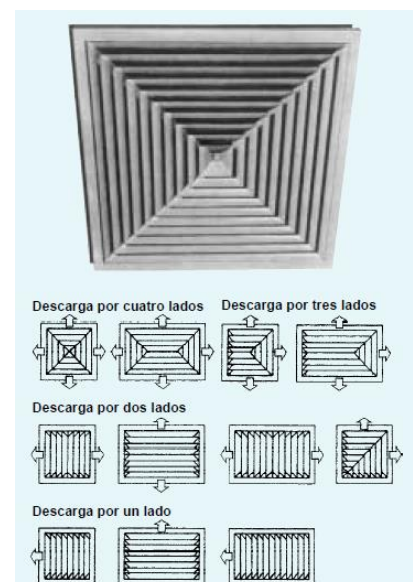


Figura 5.14. - Difusor cuadrado.

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

Difusores rectilíneos

Es el típico aparato de aire acondicionado instalado en nuestras casas. Su principal aplicación es en la pared y para aire acondicionado. Tienen forma rectangular, desde proporciones cercanas al cuadrado hasta formas lineales de varios metros de longitud. Todos disponen de aletas paralelas para distribuir el aire (horizontales o inclinadas) para centrar más el flujo en la parte baja de la habitación y no tanto en el techo, suelen ser fijas, aunque también las hay regulables en inclinación y de dos hileras superpuestas, verticales y horizontales, permitiendo regulaciones más finas.



Figura 5.15 - Difusor rectilíneo

(Fuente:<http://mitsubishi.com>)

El alcance y la dispersión del chorro vendrán influido por la rejilla con la que se equipe la boca de impulsión. Si las láminas se mantienen horizontales, el chorro adquiere una divergencia entre los 18° y los 20° , lo cual puede traducirse en una divergencia en cualquier dirección alrededor de los 0,30 m por cada 2 m de longitud de alcance de la impulsión.

Si se utilizan láminas convergentes, en contra de lo que pueda parecer a priori de que pueda concentrarse el chorro, no ocurre así, pues a corta distancia de la boca se produce una contracción de la vena, pero muy pronto la corriente de aire empieza a divergir más de lo que lo haría sin láminas convergentes, de modo que actúan como si hubieran adoptado su posición horizontal.

En el caso de láminas divergentes se produce un ensanche angular muy marcado en cuanto a dirección y longitud del chorro, por ejemplo colocando las láminas extremas a 45° de la pared, se obtiene un ángulo de dispersión horizontal de 60° aproximadamente; de esta forma logramos que la impulsión llegue a reducirse hasta la mitad de longitud que con las láminas [20].

En la ilustración 5.16 se explica más claramente lo expuesto con anterioridad.

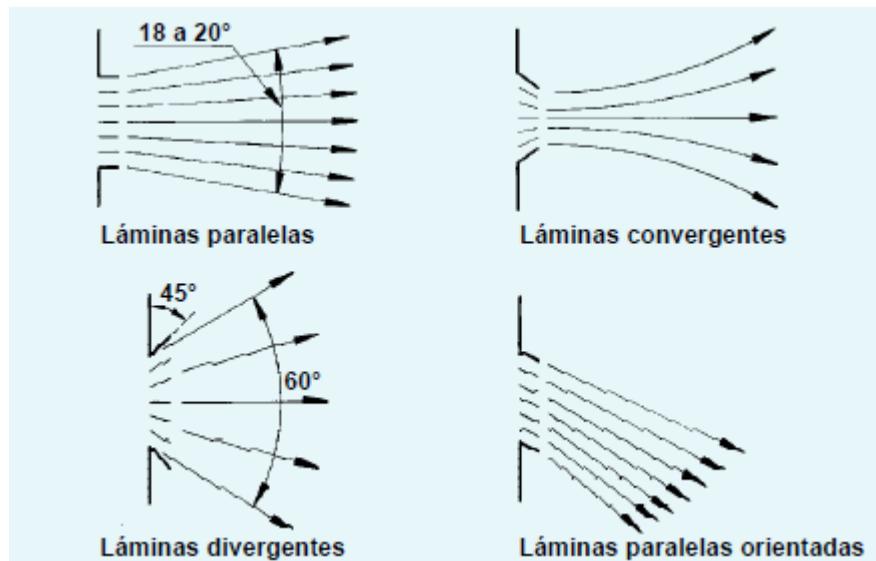


Figura 5.16 – Divergencia de las distintas persianas

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

Existe una fórmula que permite medir la velocidad del aire en un punto determinado a una distancia determinada de la boca de impulsión para láminas horizontales o en ausencia de las mismas, la ecuación es la siguiente:

$$v = \frac{C v_1 \sqrt{S_1}}{x}$$

Donde v es la velocidad del chorro en un punto determinado (m/s), x es la distancia a la boca en metros, v_1 es la velocidad de salida de la boca de impulsión (m/s), S_1 es la superficie de la misma y C es una constante que se obtiene mediante una tabla.

Difusores de suelo.

Este tipo de difusores debe colocarse en la periferia de los locales junto a las paredes, es decir, preferiblemente en el perímetro del local, para que así las personas o mobiliario no se vea afectado por ellos. Suelen empotrarse en el suelo y llevan aletas regulables que permiten orientar el chorro de impulsión o hacerlo divergir rápidamente, también suelen incluir compuertas para regular el caudal para así conseguir una mejor distribución del aire [27].

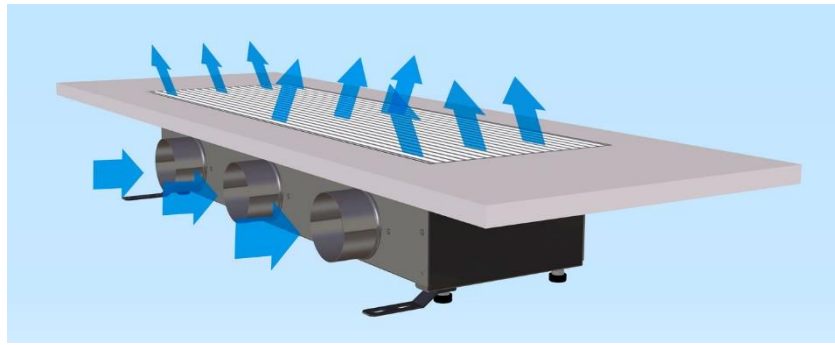


Figura 5.17 – Difusor de suelo

(Fuente: SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico)

5.1.3. Bocas de aspiración.

Constituyen el retorno o descarga del aire ambiente hacia el exterior. Suelen ser de aletas fijas, inclinadas para evitar la visión hacia el interior o bien simples mallas o enrejados. Por efectos estéticos a veces se usan los mismos difusores de impulsión, sobre todo los rectangulares o lineales, instalando en general una boca de aspiración por cada dos de impulsión, calculando convenientemente la sección [27].

5.1.4. Ruidos.

Resulta muy complejo calcular de antemano las condiciones de ruido de una boca de impulsión atendiendo al caudal de aire proporcionado, a las características absorbentes propias del local e incluso contando con datos del fabricante de las bocas de impulsión. Estos cálculos resultan demasiado complicados para recomendarlos de forma general. Si no se trata de casos muy particulares, el método más simple para resolver el problema del ruido consiste en elegir velocidades de aire de impulsión que sean lo suficientemente bajas para que provoquen el menor ruido posible [27].

6. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

6.1. Introducción a las técnicas CFD

La Dinámica de fluidos computacional (CFD) se define como una de las ramas de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas sobre el flujo de sustancias.

Tal y como hemos aprendido, en la mecánica de fluidos convencional, el comportamiento de cualquier problema que se nos presente está gobernado por las ecuaciones de Navier-Stokes, que son la ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía. Dichas ecuaciones presentan ciertas limitaciones y es que únicamente pueden resolverse para problemas muy determinados con unas condiciones de contorno muy específicas. Ciertamente han ayudado mucho para entender la naturaleza y comportamiento de diversos fluidos, pero cuando necesitamos aplicarlo a situaciones más complejas resulta muy tedioso aplicarlas directamente en problemas de análisis, es por ello que a lo largo de la historia se ha tenido que realizar dichos estudios a través de otros medios.

Normalmente se ha empleado datos basados en la experimentación, aunque muchas veces la experimentación no nos es de gran ayuda, ya sea por el hecho de que el flujo a medir sea inaccesible, que los instrumentos de medida no sean lo suficientemente precisos pudiendo dar una distorsión de la realidad, falta de tecnología más avanzada o incluso que el error humano no sea despreciable. El estudio empírico además, en la mayoría de los casos resulta costoso de mantener y llevar a cabo, añadiendo una desventaja más a la lista antes mencionada. Además la experimentación suele darnos resultados globales, pero es complejo sacar de ella resultados locales y específicos, necesitando con más ímpetu el uso de una alternativa más potente y solvente.

Para simplificar el análisis que se nos presenta en la mecánica de fluidos, se suelen utilizar simplificaciones basadas en aproximaciones previas y en el análisis dimensional. El problema de este aparece cuando para varios flujos se necesitan diferentes parámetros adimensionales, llegando en ocasiones a ser imposible adaptar el experimento a todas las condiciones del problema requeridas.

Debido a todas estas carencias, se empezó a pensar en el empleo de métodos numéricos computerizados para el estudio de dichos problemas, aunque debido a la falta de herramientas capaces de ejecutar con precisión estas técnicas su uso quedó un poco parado. No fue hasta principios de los años 50 cuando se empezó a incorporar dichas técnicas de una forma creciente.

A día de hoy la electrónica ha avanzado de una forma impresionante y contamos con ordenadores capaces de realizar cálculos de todo tipo, pero incluso con el uso de las ecuaciones simplificadas y superordenadores de alto rendimiento, solo podemos obtener un resultado aproximado en muchos casos. La continua investigación, sin embargo, permite la incorporación de software que aumenta la velocidad de cálculo como así disminuye también el margen de error, al tiempo que permite analizar situaciones cada vez más complejas como los fluidos transónicos y los flujos turbulentos. La verificación de los datos obtenidos por CFD suele ser realizada en túneles de viento u otros modelos físicos a escala.

En la actualidad, alrededor de un tercio de los investigadores están centrados en el estudio y mejora de este ámbito y cuyo número se incrementa proporcionalmente conforme pasa el tiempo. Este campo es lo que llamamos mecánica de fluidos computacional, en inglés, CFD (Computational Fluid dynamics). Uno de los padres de este método de análisis fue Suhas Patankar que es actualmente profesor emérito de la Universidad de Minesota.

El método consiste en discretizar, usando las ecuaciones de Navier-Stokes mediante un sistema algebraico de ecuaciones, aplicado a una región del espacio creando lo que se conoce por una malla espacial, dividiendo una región del espacio en pequeños volúmenes de control. Después se resuelve en cada uno de ellos las ecuaciones de conservación discretizadas, de forma que en realidad se resuelve una matriz algebraica en cada celda de forma iterativa hasta que el residuo es suficientemente pequeño.

La precisión de las soluciones numéricas depende de la calidad de la discretización usada. El gran interés que suscita reside en que la optimización que puede llegar a conseguirse en las áreas de aplicación puede generar grandes ahorros en costes energéticos, maquinaria... a las empresas, además de la posible reducción de contaminantes y otras sustancias perjudiciales para el medio ambiente.

Su mayor campo de aplicación reside en ámbitos de ingeniería tales como aeronáutica, ingeniería civil, naval... También se está extendiendo su uso de una manera extraordinaria en el campo de la medicina.

Como se ha comentado anteriormente, básicamente los métodos numéricos surgieron a raíz de que ciertos problemas experimentales son fácilmente salvables con ellos. Por poner un ejemplo, si se quisiera simular el flujo de aire alrededor de un coche de fórmula 1 en movimiento, para hacerlo experimentalmente se debería colocar el coche a escala dentro de un túnel de viento y moverlo a la misma velocidad que la que tuviera el aire en el caso real. Esto que es bastante complejo de simular empíricamente resulta bastante más sencillo implantarlo mediante métodos

numéricos, ya que bastaría con realizar un mallado preciso de la geometría e introducir las correctas condiciones de contorno para dicho caso específico; a partir de ahí el programa de cálculo se encargaría de resolver las ecuaciones tridimensionales no estacionarias de Navier- Stokes de la manera más precisa posible.

Sin embargo resolver dichas ecuaciones de una manera precisa es altamente complejo, especialmente en el caso de la mayoría de los flujos de estudio en ingeniería, asociados a un elevado número de Reynolds. Por ello, en cualquier simulación ingenieril debemos ser conscientes de lo que se puede obtener con métodos numéricos y ser capaces de analizar e interpretar los resultados obtenidos. Debemos ser conscientes de que el CFD genera siempre una solución aproximada, debido a que en cada parte del proceso aparecen errores como consecuencia de las diferentes aproximaciones o hipótesis que hemos ido aplicando al problema en cuestión. Las aproximaciones más utilizadas suelen ser que las ecuaciones diferenciales contengan aproximaciones o idealizaciones, aproximaciones a la hora de discretizar o incluso optar por la opción de emplear métodos iterativos durante un gran periodo de tiempo para así obtener una solución precisa de las ecuaciones discretizadas.

Tal y como se ha expuesto para los casos en los que no se conocen las ecuaciones que gobiernan el proceso o bien la solución numérica no es factible, casos como turbulencia, fluidos multifásicos, combustión...hacen necesario la introducción de modelos específicos para cada caso de estudio. Los modelos no son más que ecuaciones, simplificaciones y suposiciones del problema en cuestión. El hecho es que, aunque se consiga resolver las ecuaciones de los mismos de manera exacta, la solución puede que no sea una imagen exacta de la realidad, y para validar cada modelo se necesite comparar los resultados obtenidos con resultados experimentales, y así ver si son similares o no, es útil el uso de los mismos para reducir tiempo y trabajo, incluso para aquellos problemas que tengan ecuaciones exactas y se obtengan soluciones precisas.

En la mecánica de fluidos computacional la exactitud y el tiempo de simulación van unidos de la mano; por regla general, una mayor precisión de la solución implica un mayor tiempo, con el desencadenante de un mayor coste de equipo. Lo ideal es realizar simulaciones más rápidas y menos costosas, teniendo en mente en todo momento una buena precisión de la solución obtenida. Hay que tener un buen cálculo de errores en todo momento, para dar una solución final válida y aceptable.

Una vez hallados los resultados, podemos apoyarnos en visualizaciones gráficas de los mismos, esto nos ayudará a entender con mayor claridad lo que está pasando en dicha simulación del problema y poder realizar una validación final aceptable. Se suelen utilizar gráficos de contornos o vectores de las distintas propiedades a estudiar.

Se debe analizar minuciosamente, ya que una solución errónea puede parecer correcta y el propio entusiasmo del autor puede pasar desapercibidos ciertos errores [12] [36].

6.2. Ventajas e inconvenientes de CFD

Las ventajas que presenta el análisis mediante técnicas CFD son, entre ellas:

- Posibilidad de analizar casos o condiciones muy complejas de simular experimentalmente tales como: temperaturas muy bajas o muy altas, velocidades hipersónicas, etc. También son útiles para estudiar situaciones bajo unas condiciones peligrosas o por encima de sus límites de funcionamiento.
- Gran reducción en costes y tiempos.
- Gran precisión y detalle en la solución, por normal general se puede establecer el rango de detalle o puntos de medida que se busquen, siendo algo bastante costoso por medio de métodos experimentales. Se pueden sacar todos los resultados que se quieran o necesiten.

Por el contrario, los inconvenientes más generales que nos presenta son:

- Las técnicas CFD son costosas, ya que por ejemplo, necesitan de ordenadores de gran capacidad de cálculo y un software con un precio al que no todo el público puede acceder.
- Se necesita personal cualificado capaz de saber manejar el programa y el cual sepa obtener una correcta interpretación de los resultados.
- No siempre es posible llegar a conseguir resultados tan precisos como nos gustaría; muchas veces surge la necesidad de simplificar el fenómeno de estudio para facilitar al hardware y software su tratamiento. El resultado será tanto más preciso cuanto más adecuadas hayan sido dichas simplificaciones e hipótesis.
- Limitación de los modelos existentes para la turbulencia, combustión, flujo bifásico, etc. [19] [36].

6.3. Procedimiento y etapas de un análisis CFD

Existen 3 etapas bien diferenciadas:

Pre-procesado

En esta fase se crea la geometría sólida con la que interactuará el fluido y el volumen de control, el cual delimitará la región del espacio en la cual se llevara a cabo la simulación.

La parte más importante de esta etapa es la generación de la malla, cuya función es dividir la geometría en pequeños elementos conectados por nodos, esto recibe el nombre de discretización espacial. La solución se calcula para cada nodo para posteriormente extrapolarla a los diferentes puntos dentro del elemento. Es por ello por lo que una malla refinada (muchos elementos) proporcionará por regla general una solución más precisa que una malla gruesa (pocos elementos), eso sí a coste de un tiempo de cálculo mayor. Radica aquí el dilema de poner sobre la balanza los factores tiempo y precisión.

Para refinar la malla se debe tener en cuenta que la malla debe ser independiente de los resultados obtenidos, comenzando con una malla gruesa el tamaño de la misma es refinada hasta que los resultados no se ven afectados por cualquier mejora adicional.

Otra parte importante de esta fase es la elección del tipo de simulación que se llevará a cabo, condiciones de contorno y el grado de complejidad de la solución.

Cálculo de la solución

Aquí el programa de cálculo resuelve las ecuaciones de la dinámica de fluidos necesarias según el modelo de simulación escogido en el pre-procesado. La solución comienza dándole un valor inicial a cada nodo y a partir de dicho valor se calculan las soluciones para cada uno de ellos mediante un proceso iterativo, calculando en todo momento la diferencia con los resultados de la iteración anterior, que sería el valor residual. Estos residuales muestran la estabilidad que se está dando en los resultados y cuando obtenemos variaciones lo suficientemente pequeñas consideramos que la solución ha entrado en convergencia, dando por finalizado el proceso iterativo y llegando a la solución final.

Post-procesado

Es la fase de obtención y análisis de los resultados conseguidos tras la simulación. Es importante un correcto análisis de los resultados para comprobar que la solución es satisfactoria; si así no fuera debemos identificar el origen del error, pudiendo ser una mala calidad de malla, una especificación incorrecta de flujo o un error conceptual en la formulación del problema en sí.

En la ilustración 6.1 se muestra un diagrama de flujo donde podemos ver el procedimiento completo mediante las técnicas CFD [1] [19] [36].

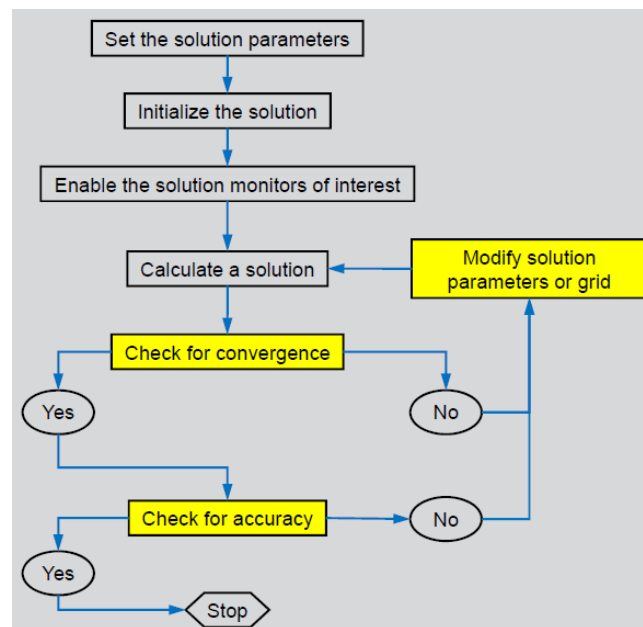


Figura 8.1 – Diagrama técnicas CFD

(Fuente: <http://www.engr.uconn.edu/~barbertj/CFD%20Training/Fluent/4%20Solver%20Settings.pdf>)

6.4. Resumen del método de cálculo de la solución numérica.

El objetivo es que el ordenador pueda resolver las ecuaciones que describen el movimiento del fluido, para ello deben de ser transformadas en expresiones algebraicas compuestas únicamente por números, combinados mediante operaciones sencillas. Esta transformación recibe el nombre de discretización numérica.

Resumiendo, para discretizar las ecuaciones diferenciales en números, se siguen estos tres pasos:

1. Desarrollo de las ecuaciones que gobiernan el movimiento del fluido.
2. Discretización numérica de dichas ecuaciones.
3. Resolución de las resultantes ecuaciones numéricas.

Para entender resumidamente como funciona *Fluent*, se detallará brevemente el procedimiento de discretización y el modelo utilizado por el mismo [1] [25].

6.4.1. Ecuaciones que describen el movimiento de un fluido

Las ecuaciones que describen el movimiento de un fluido son las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento (las cuales hacen referencia a la conservación de la masa y de la cantidad de movimiento) y la ecuación de la conservación de la energía (para flujos que implican transferencia de calor). El conjunto de dichas ecuaciones en derivadas parciales, son conocidas como “Las Ecuaciones de Navier-Stokes”.

Ecuación de continuidad

Se obtiene aplicando el principio de conservación de la masa a una pequeña porción de fluido. Tenemos tres ecuaciones en coordenadas cartesianas:

$$\frac{\rho}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_i}(\rho u_i) = 0$$

Teniendo como ρ la densidad del fluido, t el tiempo, u la velocidad y x la coordenada de posición.

Ecuación de cantidad de movimiento

Están derivadas de la aplicación de la segunda ley de Newton a una pequeña porción de fluido. De acuerdo con la segunda ley de Newton, la velocidad de cambio de cantidad de movimiento para una pequeña porción de fluido es igual a la suma de todas las fuerzas externas que actúan sobre el fluido.

En coordenadas cartesianas toma la siguiente forma:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho u_i) + \frac{\delta}{\delta x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\delta P}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\mu \left(\frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i} \right) \right]$$

Dónde P es la presión y μ es la viscosidad del fluido. El primer término de la izquierda representa la variación temporal de la cantidad de movimiento y el segundo término hace referencia a la aceleración del fluido. En el lado derecho tenemos las tensiones normales (fuerza del gradiente de presión) y las tensiones tangenciales (fuerza viscosa). La gravedad se puede añadir, según sea el grado de importancia que tenga en nuestro caso de estudio.

Ecuación de la energía

Particularizando para un volumen de control fijo y suponiendo que la fuerza másica es conservativa y estacionaria la ecuación de la energía quedaría de la siguiente forma:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} + U \right) = -\nabla * (p\vec{v}) + \nabla * (\vec{v}\vec{\tau}') - \nabla * \vec{q} + Qr + Qq$$

La variación de energía por unidad de masa de un fluido respecto al tiempo se debe al trabajo de las fuerzas exteriores (fuerzas másicas y fuerzas de superficie) y a la aportación de calor desde el exterior (por conducción a través de la superficie y por radiación y reacción química en el interior del volumen fluido [1] [12].

6.4.2. Métodos de discretización de las ecuaciones de flujo.

Si se observa un fluido en una escala molecular se verá que la materia no está repartida de forma continua. Sin embargo en el estudio de la mecánica de fluidos se hará con escalas bastante mayores obviando esta preocupación. Mediante la *hipótesis del medio continuo* suponemos que la materia y las propiedades asociadas a ella están organizadas de manera continua.

Para que el ordenador pueda procesar esta información esto ha de ser discretizado numéricamente, es decir, aproximar una variable continua en un número finito de puntos.

Existen varias técnicas de discretización dependiendo de los principios en los que se basen. Las más usadas son tres: diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos (utilizado por *Fluent*).

Método de diferencias finitas: FDM

- Presenta una fácil formulación.
- Para problemas tridimensionales la malla debe ser estructurada en las tres direcciones espaciales. Aquellas mallas curvas deben transformarse a coordenadas cartesianas para poder reescribir las ecuaciones diferenciales a dicho sistema.

Método de elementos finitos: FEM

- Exigen mayor rigor matemático.
- Las geometrías complejas y las mallas no estructuradas pueden ser tratadas de manera trivial.

Método de los volúmenes finitos: FVM

- Hay una formulación equivalente a FDM Y FEM en mallas estructuradas.
- Las geometrías complejas y mallas no estructuradas se tratan trivialmente sin necesidad de cambio de coordenadas.

- Las integrales de superficie y uso de los flujos en las caras garantizan la propiedad de conservación.

Es por esto, que es el método más extendido en CFD [12].

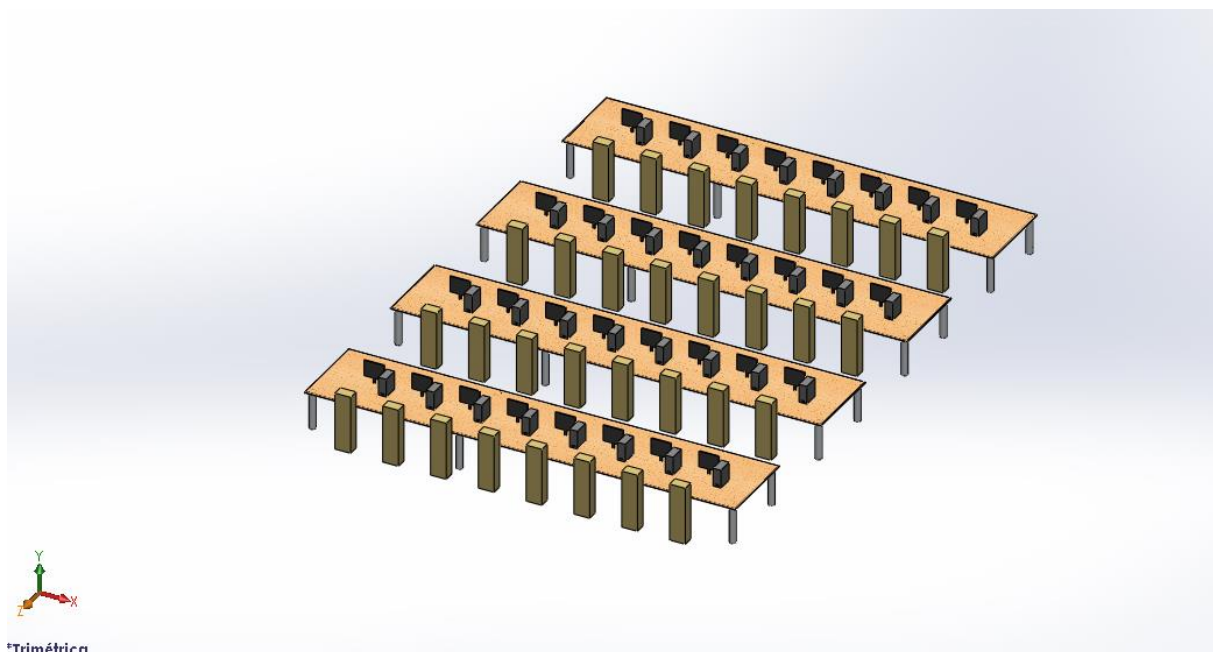
7. MODELADO CAD

7.1. Descripción y obtención de la geometría de trabajo.

La geometría de estudio consiste en una sala de ordenadores, cuyas dimensiones son 15 m de largo, 10 m de ancho y 3 m de alto. La sala se encuentra en un edificio de la universidad tal y como comentamos en apartados anteriores. La geometría de la misma se ha desarrollado con el programa de diseño *Solidworks*. Lo que se ha hecho es ir creando bloques por separado tales como, la mesa, la persona, la torre y el monitor, para luego unirlos todos en un ensamblaje teniendo en cuenta las distancias que hay entre ellos.

Como ya se ha explicado, el objetivo de este trabajo es simular la distribución de aire y temperaturas en dicha sala, probando distintas configuraciones para la difusión del aire y así poder acercarse lo máximo a un posible caso real óptimo. El objetivo de un apartado posterior del trabajo será analizar y sacar conclusiones referentes a los cambios que se hagan en la posición, número, etc. de las bocas de impulsión y aspiración. Por lo que la geometría en sí será la misma, lo único que se irá cambiando será la posición, número, etc de las entradas y salidas.

Como ayuda visual, se adjunta una vista trimétrica (figura 7.1) e isométrica (figura 7.2) de la geometría desarrollada en *Solidworks*.



*Trimétrica

Figura 7.1 – Vista trimétrica de la geometría desarrollada en *Solidworks*.

(Fuente: Elaboración propia)

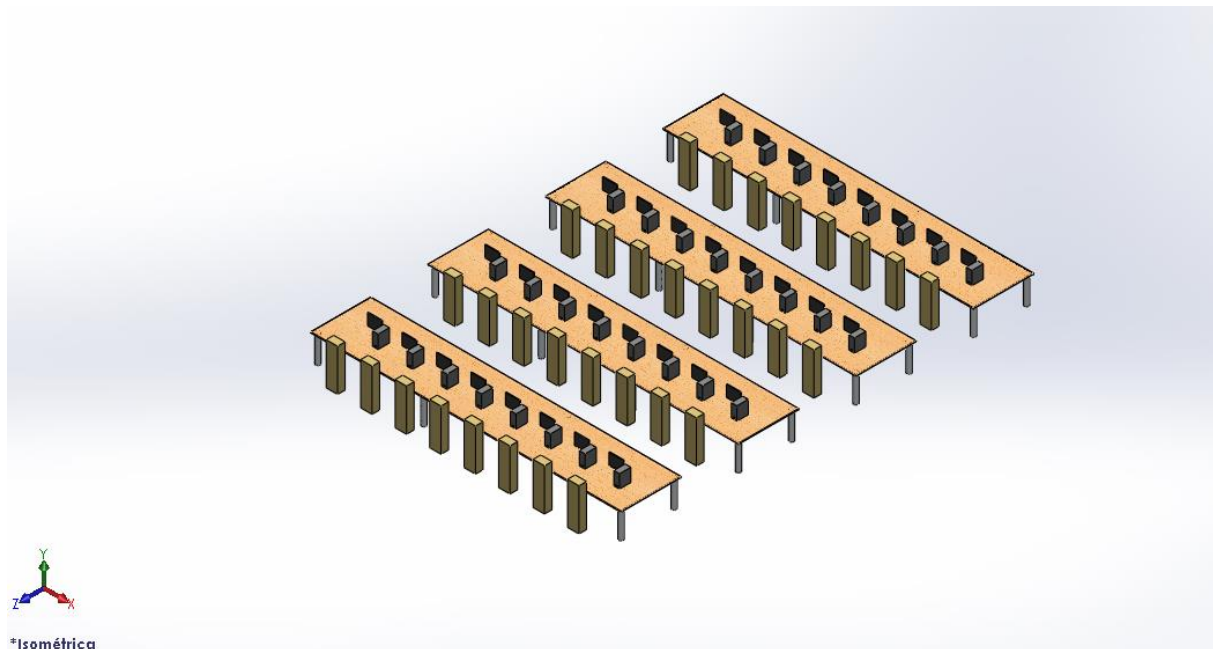


Figura 7.2 – Vista isométrica de la geometría desarrollada en Solidworks.

(Fuente: Elaboración propia)

Tal y como se puede apreciar, se han dibujado de manera simplificada las mesas, ordenadores y personas; el resto de mobiliario que pudiera haber lo hemos obviado pues no era necesario para la simulación. La geometría de mesas, ordenadores y personas está muy simplificada (aunque los requerimientos de superficie y volumen los cumplan), la razón de ello es para que a la hora de realizar el mallado y simulación sea más fácil y no se necesite tanto gasto computacional, al haber muchos nodos. Aunque pueda parecer un problema fácil de resolver, no lo es por la gran cantidad de datos que se manejan exigiendo gran potencia computacional para su resolución.

A modo aclaratorio, aunque aparentemente parece que se va a modelar el recinto donde se encuentra el aire, realmente el programa modelará el aire del interior del mismo, ya que éste se expande hasta tomar la forma del recinto que lo contiene. Cuando se haga referencia a partes de la geometría de trabajo, realmente estaremos refiriéndonos al aire que pasa u ocupa dicha geometría.

El siguiente paso sería modelar el recinto (paredes) de la habitación, este paso se ha llevado a cabo en el “Design modeler” de Ansys, ya que proporciona herramientas más rápidas y directas para ello. Para sacar el cuadrilátero que contiene a la habitación, lo que se ha hecho ha sido crear un rectángulo y extruir con las medidas de longitud correspondientes.

Una vez se tiene ese volumen sólido creado, el siguiente paso ha sido realizar una operación booleana de resta, se ha restado el ensamblaje que había importado anteriormente (en formato “parasolid” desde *Solidworks*) a el volumen cerrado rectangular recién creado, así nos podemos quedar con lo que nos interesa, que es el aire que ocupa la habitación. Se ha llevado a cabo con la operación “Cut material”.

Esto es común para todos los casos de estudio, el último paso en el “Design modeler” sería dibujar las rejillas de impulsión y aspiración correspondientes a cada caso y realizarle un “Face Split” para así poder tenerlas como superficies independientes a la superficie en las que se encuentran contenidas.

Por ejemplo para uno de los casos quedaría algo así, podemos ver el árbol de operaciones a la izquierda de la figura 7.3.

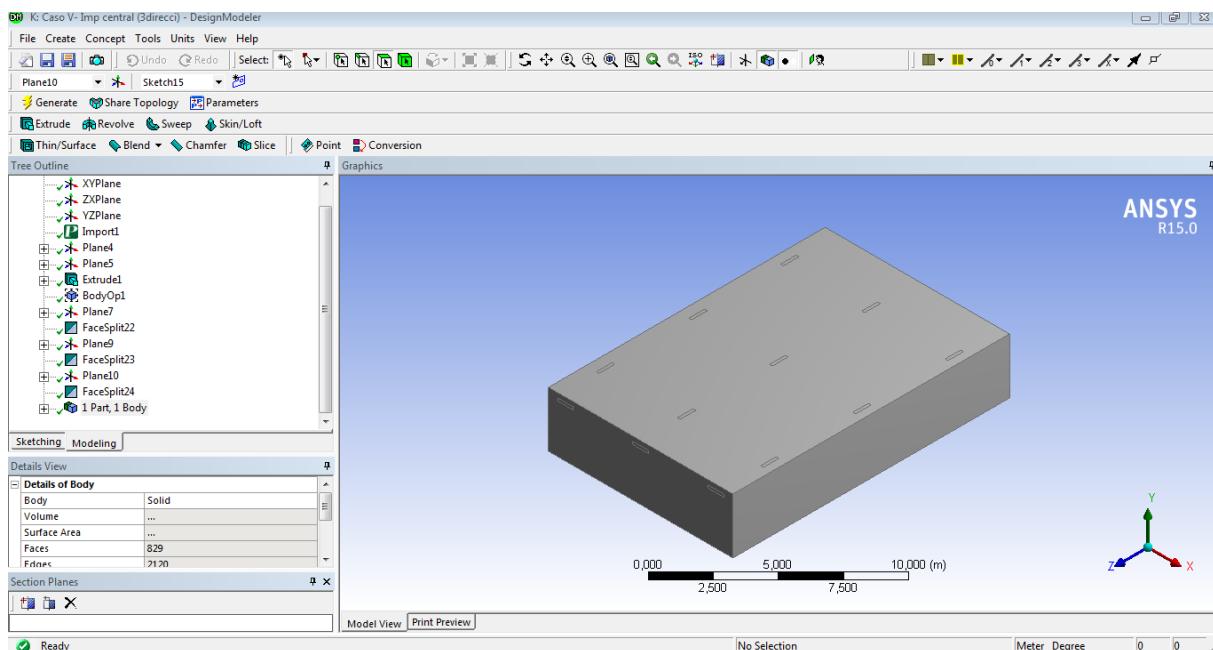


Figura 7.3 – Geometría final para uno de los casos en el módulo *Design modeler*.

(Fuente: Elaboración propia)

Las superficies exteriores, personas, mesas, etc. aparecen, pero lo que realmente utilizará *Fluent* para cada simulación será el volumen fluido encerrado entre dichas superficies.

8. MALLADO

8.1. Introducción. Terminología y clasificación.

La malla no es más que la división del dominio fluido en pequeños volúmenes de control llamados celdas, en las cuales se calcularán las variables del problema en la simulación numérica.

Aunque no lo parezca, una buena elección de la malla es uno de los puntos críticos a la hora de realizar un buen modelo CFD, ya que es el elemento que se encarga de discretizar el volumen de control que tenemos, de tal forma que el “Solver” posteriormente resolverá las ecuaciones de Navier-Stokes en cada punto de la malla discretizado. Obviamente se deberá tener presente en todo momento que la mejor malla será aquella para la cual la solución no dependa de ella. Existen varios condicionantes que determinan el tipo de malla y sus características; una vez obtenidos dichas características se desarrolla una metodología de mallado. Las propiedades de la malla influirán tanto en el tiempo de preparación de la simulación, como en la duración del proceso de resolución y la fiabilidad de la solución. Cuanto más fina sea la malla más precisos serán los resultados, aunque hay que tener en cuenta que se requerirá mayor potencia y tiempo para la simulación [4] [36] .

La densidad de nodos o elementos puede variar de unas regiones a otras debiendo acumular una mayor densidad de ellos en zonas donde se esperan fuertes variaciones de alguna variable o en puntos críticos de estudio.

Una malla cualquiera está formada por los siguientes elementos, mostrados en la figura 8.1.

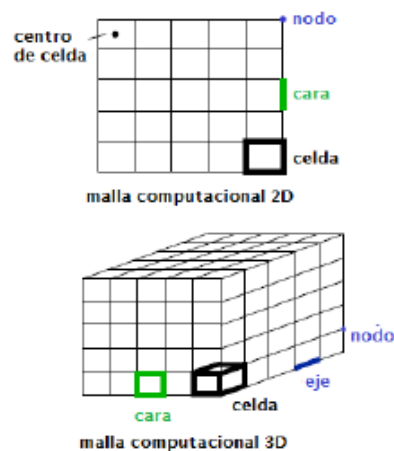


Figura 8.1 – Elementos definitorios en una malla

(Fuente: Colección de apuntes

de la asignatura: Mecánica de fluidos computacional. Escuela politécnica superior de Jaén)

Para el modelado de la malla se ha utilizado el mallador que proporciona *Ansys*. Se va a resumir brevemente cuales han sido los pasos a seguir para generar la malla final.

8.2. Tipos de malla

8.2.1. Clasificación de la malla según su forma

Se puede hacer una clasificación de la malla en función de la forma que adquieren sus celdas y la manera en la que estas mismas se reparten.

Según el tipo de problema (2D ó 3D) o el tipo de geometría que se tenga (grado de complejidad de la misma) es más beneficioso un tipo de mallado u otro. Para problemas en 2D se utilizan celdas triangulares y cuadriláteros y para problemas en 3D el tipo de celda que se utiliza son principalmente tetraedros, hexaedros, prisma, piramidal y poliédrica.

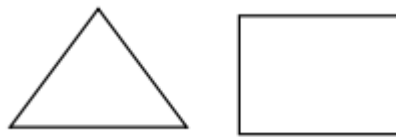


Figura 8.2 – Tipo de celdilla para problemas bidimensionales

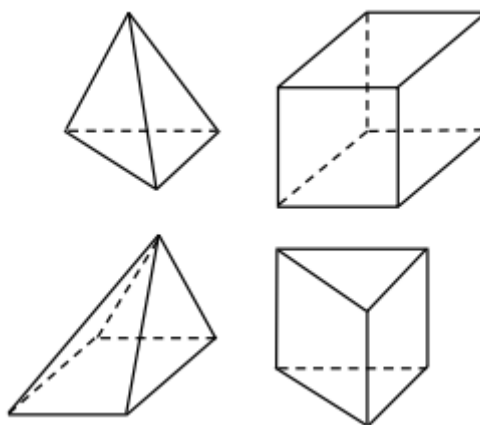


Figura 8.3 – Tipo de celdilla para problemas tridimensionales

(Fuente: Colección de apuntes de la asignatura: Mecánica de fluidos computacional. Escuela politécnica superior de Jaén)

La celda tetraédrica se genera por defecto cuando se establece que es para una malla no estructurada, todas sus caras tienen forma triangular; por regla general, las mallas a partir de tetraedros se adaptan mejor a la discretización de geometrías complicadas así como a flujos complejos; aun así la falta de un patrón direccional hace que los barridos en los algoritmos de la solución sean mucho más difíciles de aplicar. La hexaédrica tiene mayor precisión entre todos los tipos de celdas y se caracterizan por tener una conectividad regular, este hecho repercute en que requiere un gasto computacional mucho mayor. La celda piramidal se usa como transición entre varios tipos de elementos que componen una malla híbrida y la prismática con base triangular se usa para resolver la capa límite de manera más eficiente.

8.2.2. Clasificación según la distribución de las celdas

Se pueden dar dos casos por regla general, una distribución *estructurada* que es aquella en la cual las celdas se ordenan siguiendo un patrón o geometría, ó por el contrario *no estructurada* la cual no sigue ningún patrón de orden. Se va a explicar brevemente en que consiste cada una y cuáles son sus ventajas e inconvenientes.

8.2.2.1. Mallas estructuradas

Este tipo de malla presenta un patrón en la distribución de las mismas. Tienen la gran ventaja de que los elementos quedan ordenados en memoria, hecho que resulta realmente útil para el acceso a las celdas vecinas ya que es muy rápido y fácil, sin más que sumar o restar un número al valor del índice correspondiente. Se caracteriza por presentar una conectividad regular.

Implican un gran esfuerzo en la generación y realmente costosas de conseguir para geometrías más complejas, aunque una vez conseguidas presentan mayor calidad con la consiguiente mejora en los resultados [36].

8.2.2.2. Mallas no estructuradas

Este tipo de mallas no presentan ningún patrón de orden en la distribución de las celdillas. Suelen utilizarse para geometrías complejas ya que presentan la gran ventaja de aportar flexibilidad. Otra de sus ventajas es que los triángulos (2D) o los

tetraedros (3D) son capaces de generarse automáticamente, independientemente de la complejidad que presente el dominio de estudio [36].

Otro punto a favor es que el tiempo empleado para este tipo de mallado es sustancialmente menor que para el caso de un mallado estructurado.

Por último añadir que en este tipo de mallado la solución final depende del refinamiento que se haya hecho a la malla.

Como desventaja presenta que ocupa mayor espacio de memoria en el ordenador que los mallados estructurados, es decir, necesitan una estructura de datos muy elaborada que sea capaz de mantener los aspectos cuantificables atribuidos.

En este caso se ha realizado el mallado de la geometría utilizando una malla tetraédrica no estructurada. Mi objetivo inicial era el de utilizar un mallado hexaédrico, ya que la geometría de estudio presenta casi en su totalidad formas rectas y este tipo de mallado es mucho más preciso que el tetraédrico; el problema es que me requería un gasto computacional y de tiempo enorme por lo que decidí utilizar un mallado tetraédrico, el cual era menos pesado computacionalmente. Si es cierto que intenté crear la malla a partir de hexaedros, pero el resultado me daba numerosos fallos y soluciones inconclusas.

Se ha utilizado una malla no estructurada, porque como ya se ha comentado anteriormente, es una malla menos sofisticada, fácil y rápida de generar y más versátil a la hora de aplicarla a geometrías complejas.

8.3. Parámetros importantes en la calidad de malla

Una buena calidad de malla es importantísima para la estabilidad y exactitud en los cálculos numéricos. Los parámetros más importantes por los que queda definida son los siguientes:

El **skewness o asimetría** de una celda, la cual hace referencia a la asimetría que presenta la malla; cuanto más próximo a cero sea este valor mejor será la calidad de dicha malla ya que tendrá menor grado de asimetría.

Está definido como la diferencia entre la forma de un elemento y la forma de un elemento equilátero de igual volumen. El presentar un grado alto de oblicuidad para celdas localizadas en zonas de interés puede dar lugar a errores, desestabilizar la solución e incluso anula la posibilidad de poder aplicar las ecuaciones diferenciales en dichas zonas.

Cuanto más próximo a 0 se encuentre este valor mejor grado de asimetría se habrá conseguido, aquellos que poseen un grado de asimetría próximo a 1 pueden presentar nodos casi coplanares (triángulos muy obtusos). Es recomendable que su valor sea menor de 0,8 aunque *Fluent* acepta valores de hasta 0,95 considerándolos como válidos.

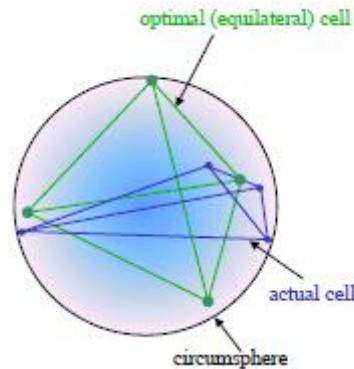


Figura 8.4 – Comparación de celda común con celda óptima equilátera

Classification of the mesh quality metrics based on skewness:

0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.95	0.95-0.98	0.98-1.00*
Excellent	very good	good	acceptable	bad	Inacceptable*

Figura 8.5 – Rango de aceptabilidad para valores de asimetría en *Fluent*.

(Fuente: Ansys meshing tutorial manual.pdf)

Otro parámetro importante a tener en cuenta es **Orthogonal quality** u **Ortogonalidad**, que es el llamado parámetro de ortogonalidad, el cual cuanto más próximo a 1 se encuentre mejor calidad de malla estaremos consiguiendo.

El aspect ratio o relación de aspecto determina el estiramiento de una celda, es decir, la relación entre el lado más corto y más largo de una celdilla. Se obtiene entre el valor máximo y mínimo de las siguientes distancias: La distancia entre el centroide de un elemento y el centroide de una cara y la distancia entre el centroide del mismo elemento con sus nodos. Cuanto más próximo a 1 se encuentre más al caso ideal nos estaremos acercando.

El ángulo mínimo, saca el ángulo mínimo de cada elemento. Debe ser mayor a 18° y su rango se encuentra entre 0-90° [20].

8.4. Modelado de la malla computacional

8.4.1. Named selection.

Una vez obtenida la geometría final del caso de estudio, el siguiente paso es abrir el mallador que trae *Ansys* por defecto y crear la malla. Tal y como se ha comentado anteriormente, en el “Design modeler” de *Ansys* se ha creado el contorno cerrado de la habitación (paredes) y posteriormente se ha realizado una operación booleana de resta para eliminar el mobiliario y dejar como volumen de estudio el aire que circula por la habitación.

El primer paso en el mallado es dar nombres a las superficies o conjuntos de superficies que componen cada uno de los elementos de estudio, esto se puede llevar a cabo con la función “Created named selection”, es así tal y como se puede apreciar en la figura 8.6 como he ido nombrando cada uno de los conjuntos o condiciones de contorno.

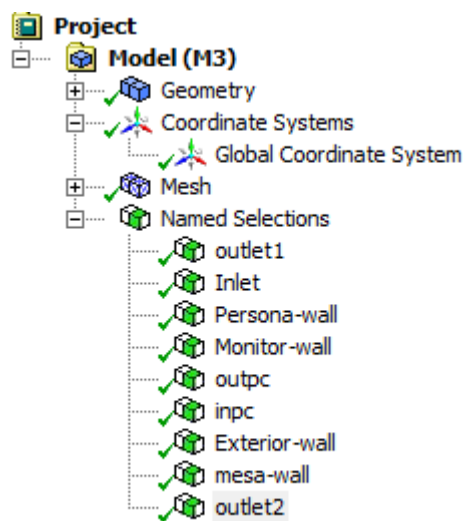


Figura 8.6 – Árbol con las condiciones de contorno (Named selection)

(Fuente: elaboración propia)

8.4.2. Method and Sizing.

El siguiente paso es definir el tipo de malla, en este caso se ha utilizado el método automático que utiliza un mallado tetraédrico, al cual se le ha ido cambiando ciertos parámetros para conseguir una mejor calidad de malla. No es el método más preciso, pero el método hexaédrico, por ejemplo, necesitaba muchos más recursos computacionales, de los cuales no dispongo.

Para decidir el tamaño de la celdilla en las zonas de mayor interés, se ha utilizado la función “Sizing” que te permite determinar el valor máximo que quieres implementar en esa superficie, eje,... y así poder ir adaptando la calidad de la malla en las zonas que necesitan más atención.

Otro aspecto importante es que en el método he activado la función “On:proximity and curvature”, que lo que hace es reducir el tamaño de celdilla en zonas muy próximas o las cuales presentan cierta curvatura, básicamente lo que hace es mejorar la calidad de la malla en esa zona para permitir un mejor estudio de la misma.

Una vez configurado todos esos parámetros se le da a “Generate mesh” con la consecuente generación de la malla, tal y como podemos apreciar en la figura 8.7.

Importante comentar que en las primeras simulaciones configuré todos estos valores para que me dieran lo más óptimo que pudiera, obviamente al salirme números de celdillas en torno a 7 millones y viendo que las simulaciones no podían ser viables, tuve que reducir en gran cantidad ciertos parámetros para reducir el número de nodos.

Entre varias cosas, aumenté la tasa de crecimiento (para así reducir el número de celdillas), así obtuve parámetros de calidad algo peores pero me reducía enormemente el tiempo y gasto computacional. En casi todos los casos busqué que la cantidad de celdas fuera en torno a 600.000-700.000 elementos; aun así una vez ya en el programa *fluent* utilice la opción de “Convertir dominio en poliédrico” para así poder reducir en mayor medida dicho número y acelerar el proceso de simulación.

El resultado obtenido tras todos estos cambios es el mostrado en la figura 8.7.

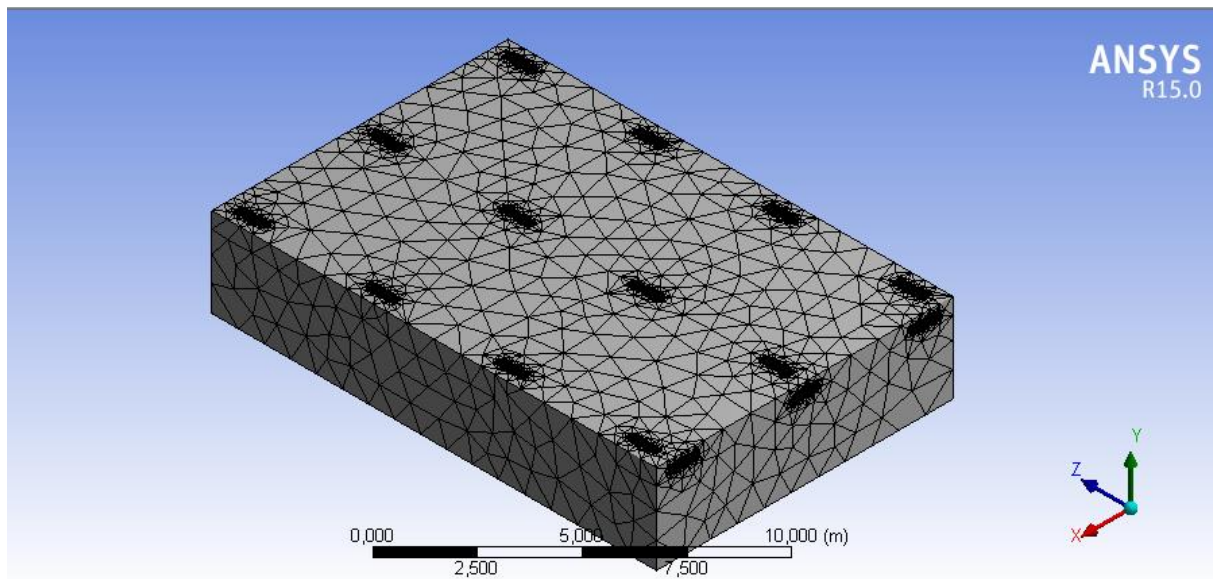


Figura 8.7 – Malla tetraédrica obtenida en el módulo de mallado de Ansys para uno de los casos de estudio

(Fuente: elaboración propia)

La malla, a simple vista, es algo basta ya que como se ha explicado con anterioridad al ser un volumen fluido bastante grande necesita un gran número de celdas si queremos obtener una malla más fina. La imagen 8.7 corresponde a uno de los casos de estudio pero como todos los casos presentan la misma configuración de mallado evito el poner todas las imágenes. Esta malla tiene un total de 1087019 celdas y 234583 nodos.

Aun así se puede comprobar que los parámetros de calidad que mencione en un apartado anterior se encuentran dentro de un rango aceptable, tal y como se demostrará a continuación.

❖ Asimetría

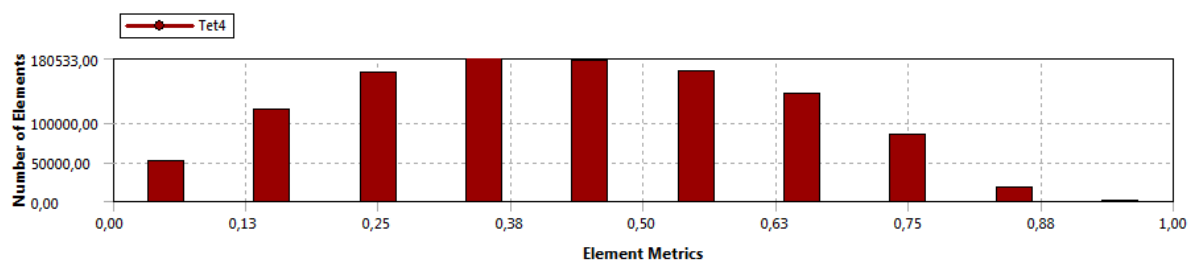


Figura 8.8 – Valores de la asimetría agrupados por cantidad de elementos en un caso de estudio

(Fuente: elaboración propia)

El valor de la asimetría presenta un valor medio de 0,42. *Fluent* recomienda que sea menor a 0,85, aunque un valor de 0,95 resulta también aceptable.

❖ Calidad

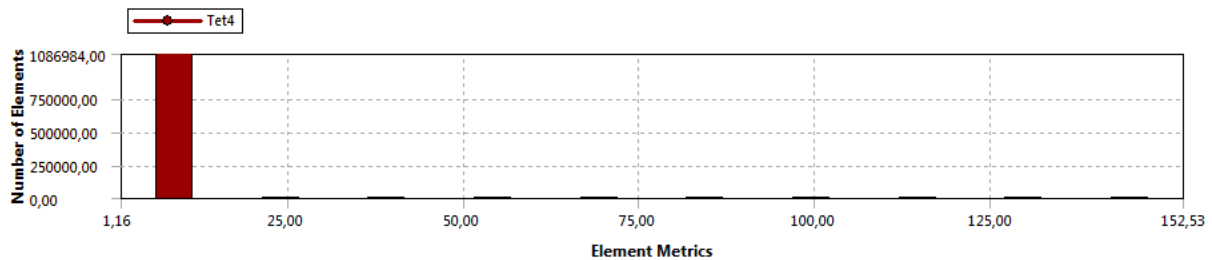


Figura 8.9 – Valores de la calidad agrupados por cantidad de elementos en un caso de estudio

(Fuente: elaboración propia)

Se tiene un valor medio de 0,72. Está establecido que el valor de la calidad debe ser mayor a 0,3. Se cumple en todos los casos exceptuando un pequeño porcentaje de celdas en los que toma el valor de 0,25.

❖ Ratio de aspecto

Casi en la totalidad de la malla se presenta el mismo ratio de aspecto, cuyo valor medio es de 2,33. Los parámetros de calidad especifican que debe de ser menor a 100 para un solver de precisión simple, por lo que estaríamos dentro del rango aceptado.

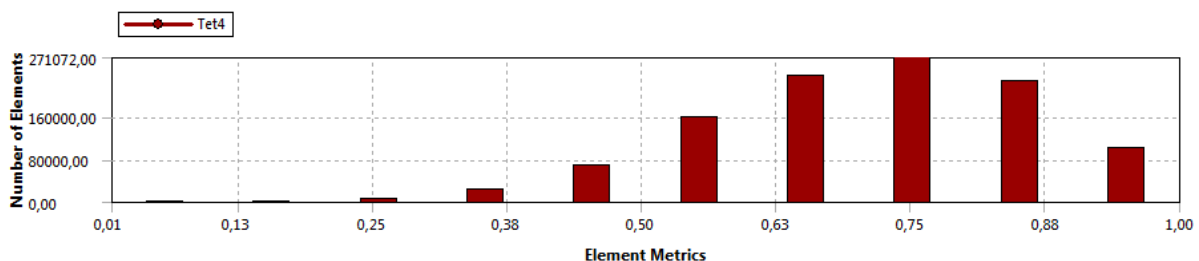


Figura 8.10 – Valores del ratio de aspecto agrupados por cantidad de elementos en un caso de estudio

(Fuente: elaboración propia)

❖ Parámetro de ortogonalidad

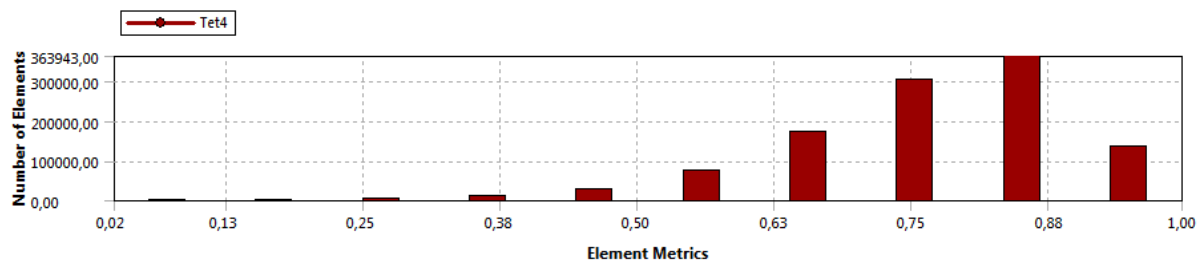


Figura 8.11 – Valores del parámetro de ortogonalidad agrupados por cantidad de elementos en un caso de estudio

(Fuente: elaboración propia)

El valor medio es de 0,78. Sabemos que cuando más próximo a 1 se encuentre mejor calidad de malla tendremos.

Todos los parámetros importantes presentan unos valores aceptables dentro de los límites necesarios para proporcionar una correcta calidad de malla.

Añadir que este tipo de malla la voy a utilizar para analizar todos los casos de estudio propuestos, una vez tengamos el tipo de configuración más idónea intentare hacer un refinamiento de malla para sacar mejores resultados gráficos (mayor calidad) ya que numéricos deben ser los mismos pues ya probamos la independencia de la malla con la solución.

9. SIMULACIÓN NUMÉRICA Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

9.1. Configuración de la simulación numérica.

En este apartado se va a explicar de forma resumida cómo he decidido configurar la simulación para los diferentes casos de estudio que se han llevado a cabo y mencionar brevemente los apartados de los cuales está compuesta la configuración de *Fluent*, que son los siguientes siguiendo el orden de aparición.

9.1.1. General

En esta primera pestaña aparecen, las características más generales del modelo. Podemos chequear la malla, obtener datos referentes a su calidad o elegir que componentes de la misma deseamos visualizar. También se encuentra el parámetro de solver, el cual está compuesto por:

- Type: En nuestro caso elegimos la opción “*Pressure based solver*”, ya que tenemos un fluido incompresible con bajas velocidades, y esta opción está indicada para fluidos incompresibles a bajas velocidades o fluidos compresibles a altas velocidades. Es un solver que requiere menos memoria y permite flexibilidad en el procedimiento de la solución; cada ecuación es resuelta por separado. Utiliza un algoritmo que toma como variables primarias la cantidad de movimiento y la presión. La ecuación de presión se deriva de las ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad de forma que el campo de velocidades, corregido por la presión, satisface la continuidad. Ya que las ecuaciones que gobiernan no son lineales y están desacopladas las unas de las otras, el proceso de solución involucra iteraciones donde dichas ecuaciones se resuelven de forma separada hasta que la solución no converge. Este método puede ser segregado o acoplado. El método segregado se resuelve una ecuación para una variable en todas las celdas, después se resuelve la ecuación para la siguiente variable en todas las celdas, y así sucesivamente. El método acoplado, por el contrario, resuelven las ecuaciones para todas las variables en una celda y se repite para todas las celdas del dominio. El método por defecto en *Fluent* es el segregado; como he comentado antes es el más apropiado para flujos incompresibles o flujos incompresibles con bajo número de Mach. Por tanto he elegido utilizar el solver **Pressure-Based segregado (SIMPLE)**.

En contraposición el “Density based solver” se utiliza para procesos en los que hay una fuerte interdependencia entre densidad, energía, momento o especies, por ejemplo un fluido compresible a altas velocidades con compresión. Resuelve las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía de forma simultánea, acopladas.

- Velocity Formulation: La opción elegida es “Absolute”, ya que nuestro fluido no es rotacional, para fluidos rotacionales utilizamos la opción “Relative”.
- Time: hace referencia al régimen de tiempo empleado en la simulación, se activa “Steady” (estacionario), ya que la simulación del aire se considera para periodos de tiempos prolongados.

9.1.2. Models.

En este apartado el programa permite seleccionar los modelos que deseamos utilizar para la simulación que vayamos a llevar a cabo.

En este caso, se ha activado la Ecuación de la Energía y se ha modificado la viscosidad a la opción *k-epsilon Realizable*, se ha elegido este modelo pues está indicado para aquellos fluidos en capa libre, es decir que no se estén viendo afectados por el cortante de la capa libre. Nuestra zona fluida de estudio se centra principalmente en una zona relativamente alejada de las paredes, no afectando en gran nivel los efectos que provoca la capa límite. Además el método impone como condición que tengamos un gradiente de presión relativamente pequeño, como es nuestro caso, donde las diferencias de presiones que encontramos son relativamente bajas. En ciertos casos particulares resultaba más favorable el uso de la opción *k-omega SST*. Esta es una combinación de *k-epsilon* para flujo libre y *k-omega* cerca de las paredes (más preciso en esa zona). Esta opción no suele alcanzar la convergencia rápidamente; muchas veces se utiliza *k-epsilon* ó *k-omega* para una solución inicial rápida.

9.1.3. Materiales.

El fluido con el que se ha trabajado ha sido aire, la única modificación ha sido establecer el aire como gas incompresible ideal, por lo que pasa a tener una densidad constante; este cambio se ha hecho ya que cuando las variaciones de presión son lo suficientemente pequeñas el fluido se comporta como incompresible y puede interesarte expresarlo como gas ideal debido a la relación que presentaría entre densidad y temperatura.

9.1.4. Cell zone condition.

Aquí se especifican las condiciones que va a tener el volumen fluido en sí, en el caso se ha fijado la Presión de operación en 101325 Pa , establecido la aceleración de la gravedad en -9,81 en la dirección Y negativa e introducido una densidad de 1,225 Kg/m³.

9.1.5. Boundary condition.

En general, todos los casos presentan las mismas condiciones de contorno, quizás varían el número de entradas de aire de uno a otro, inclinación de entrada..etc pero el concepto es exactamente el mismo.

Las condiciones iniciales determinan el estado de las variables fluidas en el instante inicial; cuanto más cercana sea la condición inicial a la solución final del problema menor será el tiempo requerido para llegar a la convergencia.

Las condiciones de contorno, tal y como se verá reflejado se clasifican en **Condiciones de flujo libre** que se refieren a las condiciones de entrada o salida de aire y las **Condiciones de contorno de pared** que son aquellas que modelan el comportamiento del flujo en las proximidades de la superficie.

En líneas generales tenemos las siguientes condiciones de contorno:

- Inlet: hace referencia a las entradas de aire de impulsión. Se ha utilizado la opción de “Mass flow inlet” para así poder introducir el gasto másico de aire; la entrada de aire se ha fijado a 16°C, aproximadamente unos 8°C menos de la temperatura de confort que se va persiguiendo.

- Outlet: corresponden a las salidas de aire por las rejillas de aspiración. Se ha fijado la opción “Pressure Outlet” y en la tabla de momentos se le asigna el valor de 0 Pa a la presión manométrica. La presión manométrica es la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica, por lo que si se le adjudica el valor de 0Pa se está indicando que la salida es al ambiente.
- Inpc: Corresponde a la entrada de aire del ordenador. Se ha seleccionado “Mass flow inlet” para un valor de gasto másico total de 0,74 kg/s para el conjunto de todos los ordenadores.
- Outpc: son la salida de los ordenadores, en este caso se utiliza la misma opción “Mass flow inlet”, con dirección normal a la superficie.
- Monitor: Corresponde a los monitores; se elige la opción “Wall” y en la tabla de momentos se utiliza la opción de pared estacionaria sin deslizamiento; en la tabla de temperaturas se ha fijado una temperatura constante de 30°C.
- Personas: hace referencia a los ocupantes de la sala, se selecciona la misma opción que para los monitores excepto que se fija un valor para la temperatura de 37°C, correspondiente aproximadamente al calor corporal de una persona adulta.
- Paredes exteriores y mesas: Se le fija la opción de “Wall”.

Se resumen en la tabla 9.1 los valores impuestos en todos los casos para las condiciones de contorno.

Condición de contorno	Valor impuesto
Entrada al dominio : Inlet	Mass flow inlet $\dot{G} = 1,4 \text{ Kg/s}$
Salida del dominio: Outlet	Pressure outlet 0 Pa
Entrada flujo ordenador: inpc	Mass flow inlet $\dot{G} = 0,74 \text{ Kg/s}$
Salida flujo ordenador: outpc	Mass flow inlet $\dot{G} = 0,74 \text{ Kg/s}$
Temperatura monitor	Wall $T(^{\circ}\text{C}) = 30^{\circ}\text{C}$
Temperatura personas	Wall $T(^{\circ}\text{C}) = 36,8^{\circ}\text{C}$
Resto de paredes	Wall (sin intercambio de calor)

Tabla 9.1 – Valores impuestos en las simulaciones para las condiciones de contorno

9.1.6. Solution method.

Pressure velocity coupling

Referido al algoritmo numérico el cual usa una combinación de las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento para obtener una ecuación que halle la presión cuando usamos el pressure-based solver.

Los algoritmos que presenta *Fluent* son:

- **SIMPLE** (Semi-implicit Method for Pressure-Linked Equation). Es el método por defecto, se trata de un método segregado muy robusto.
- **SIMPLEC** (SIMPLE-Consistent). Se diferencia en que consigue una más rápida convergencia para problemas simples.
- **PISO** (Pressure-Implicit with Splitting of Operators. Utilizado para problemas en los que el flujo no sea estacionario o para mallas con alto grado de asimetría.
- **FSM** (Fractional Step Method) . Presenta características similares al PISO.
- **COUPLED**. Es un método acoplado.

La elección ha sido el modelo *SIMPLE*, ya que el problema trata de un flujo incompresible (por lo que el modelo *COUPLED* quedaría descartado) , estacionario (*PISO* y *FSM* se descartan también). La elección respecto al *SIMPLEC* ha sido por la mayor robustez de cálculo del *SIMPLE*.

El modelo *SIMPLE* se basa en la condición de que el fluido fluye de regiones de alta presión a zonas de baja presión.

Discretización espacial

En el programa, las variables de estudio están almacenadas por defecto en el centro de las celdas, por lo que deben ser interpoladas a las caras de las mismas para que el solver pueda trabajar.

- Gradiente: se ha optado por la opción de “Least-squared cell-based” ya que tiene la misma precisión y propiedades que la de “Green Gauss node based” pero está recomendada para mallas poliédricas, al contrario que la otra que es más para tetraédricas. .Además es el método por defecto de *Fluent* y

ofrece una gran precisión en el cálculo de los gradientes y es computacionalmente menos intenso que el resto de opciones.

También se podría haber utilizado la opción de “Green-Gauss Cell-Based” que es la estándar.

- Método de interpolación para la presión: se ha escogido la opción de “Standard” que es la predeterminada por defecto.
- Método de interpolación para el momento: Second order upwind. Utiliza grandes plantillas para la precisión de segundo orden. La convergencia es un poco lenta pero gana su combinación de precisión y estabilidad.
- Método de interpolación para la energía cinética turbulenta: Second order upwind.
- Método de interpolación para el ratio específico de disipación: Second order upwind.
- Método de interpolación para la energía: Second order upwind.

9.1.7. **Solution control.**

En este apartado nos encontramos con el número de Courant, el cual marca el límite superior del intervalo de tiempo interno utilizado para resolver ecuaciones diferenciales; cuando tenemos dificultades para encontrar la solución disminuimos su valor.

También se presentan los factores de sub-relajación, cuya función es facilitar la convergencia de la solución eliminando las posibles oscilaciones que se puedan producir en la solución, es decir, se encargan de estabilizar el proceso iterativo de simulación. Si disminuimos su valor podemos conseguir mayor convergencia de la solución aunque tardaríamos el proceso sería más lento.

9.1.8. **Solution Initialization.**

Su función es crear la solución inicial que el solver mejorara de forma iterativa. *Fluent* presenta dos tipos de inicialización:

- Inicialización standard, que impone los mismos valores en todas las celdas.
- Inicialización híbrida, la cual intenta dar una aproximación del campo fluido. Se basa en buscar unos procesos y métodos de interpolación los cuales resuelven las ecuaciones de Laplace para así averiguar el campo de presiones y velocidades. No necesita información adicional requerida. Es el método por defecto en *Fluent* para flujos estacionarios.

Se utiliza la **Inicialización híbrida**. Con la inicialización estándar el valor de k -epsilon divergía.

9.1.9. **Calculation activities.**

En este apartado se establecen la cantidad de iteraciones que se desean simular para cada caso, en las simulaciones de estudio se ha puesto un número mínimo de iteraciones de 2000 para cada caso.

9.2. Resultados

Hasta ahora se ha realizado el cálculo de la carga térmica de refrigeración necesaria para el recinto en cuestión. Sin embargo la configuración de la ventilación es igual o incluso más importante para el correcto cálculo de la carga, ya que tiene un enorme impacto sobre las condiciones de confort interiores inducidas. Para analizar esto se ha hecho uso de las herramientas CFD, tal y como se ha indicado anteriormente, en particular con el programa *Fluent*.

Se han estudiado 6 configuraciones con sus respectivas variantes si las tienen. De cada una de ellas se va a analizar la distribución de temperaturas que presentan bajo la configuración impuesta. Principalmente los resultados se van a obtener mediante planos de temperatura en distintas zonas de la habitación.

Este apartado está dedicado a la obtención de los resultados de las distintas simulaciones a estudiar. Las condiciones de contorno, como puede ser por ejemplo la posición de las bocas de impulsión o el número de ellas, cambian de una simulación a otra por el simple motivo de poder comparar cual se adapta mejor a nuestro objetivo.

Aclarando un poco como se va a ir desarrollando las simulaciones, la idea es que a partir del caudal que nos proporcionan las máquinas que hemos instalado, cuyo valor sería de $4000 \frac{m^3}{h}$, ir variando la posición de las rejillas de impulsión y aspiración, el número de las mismas, el área de dichas rejillas (con lo que implícitamente cambiaría la velocidad del chorro) y el ángulo de salida del chorro.

La idea es hacer un estudio general comparativo de todas las posiciones elegidas, y una vez obtenido cual o cuales son las que mejores resultados de confort térmico arrojan poder sacar resultados gráficos más precisos para ellas. Para dicho estudio se van a sacar unas gráficas de isocontornos de temperaturas en planos que he considerado importantes.

A la vez también se obtienen las temperaturas medias, velocidades medias...en el volumen fluido.

Antes de mostrar los resultados obtenidos se va a explicar brevemente el procedimiento llevado a cabo para demostrar que en todos los casos se han cumplido las condiciones mínimas de convergencia. Se detallará haciendo uso de uno de los casos, para así no tener que repetir lo mismo para cada uno de ellos, ya que daban resultados similares y el procedimiento era exactamente el mismo.

9.2.1. Comprobaciones generales de convergencia

Aunque la malla no es todo lo fina que me gustaría, en todos los casos se ha comprobado una serie de parámetros para asegurar que, aunque el refinamiento de malla no es el óptimo por los motivos explicados con anterioridad, se cumplen una serie de parámetros que aseguran la convergencia de la solución y la fiabilidad de los valores obtenidos.

En todas las configuraciones se han comprobado ciertas variables cuantitativas que aseguran convergencia, tales como el cumplimiento de la **ecuación de continuidad**, es decir, que exista conservación de la masa, calor global...las cuales se satisfacen. En este caso de estudio no se tiene intercambio de calor, por lo que nos limitamos a comprobar el balance másico del modelo.

Una comprobación importante que nos da una idea de si las cosas están yendo bien o no, es la constatación de la conservación de la masa; para ello se usa la opción "Report" – "Fluxes" en *Fluent* y corroboramos que el Desequilibrio del flujo neto de masa entre las entradas y las salidas existentes es menor que el 1% del flujo más pequeño a través del dominio límite. En la figura 9.1 se puede demostrar dicha comprobación.

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	1.4000051
outlet	-1.3998396
Net	0.00016546249
Mass Flow Rate	(kg/s)
inpc	-0.74006814
outpc	0.74000007
Net	-6.8068504e-05

Figura 9.1 – Desequilibrio del flujo neto de masa entre las entradas y las salidas

(Fuente: elaboración propia)

Si se hace la relación entre el desequilibrio de flujo másico y el menor flujo másico presente en el dominio, $(6,8068504e-05/1,398396 = 4,8676128e-05)$ se comprueba que el desequilibrio del flujo másico es menor del 1%, condición que se cumple de sobra para que el principio de conservación de flujo másico se cumpla.

Estos resultados serían respecto al primer caso de estudio. Se va a usar como ejemplo sólo un caso de estudio para demostrar la convergencia, ya que al hacer un

análisis del resto se ha comprobado que en todas las configuraciones se alcanzan valores muy similares y lo que interesa en este apartado principalmente es explicar cómo se ha comprobado la convergencia.

Otro factor que nos da idea de la convergencia de la solución es el **comportamiento de los residuales**; suele ser el parámetro más importante en el control de la convergencia. Las medidas residuales miden el desequilibrio de la solución numérica, y están relacionados con el error numérico, pero no son lo mismo; en otras palabras, miden el desequilibrio local en cada ecuación conservativa del volumen de control entre dos iteraciones consecutivas.

Implica convergencia que haya al menos una disminución en los residuales de 3 órdenes de magnitud, esto favorece la convergencia pero no la asegura necesariamente, pues deben de cumplirse más factores. Por ejemplo la ecuación de la energía debe bajar al orden de 10^{-6} . Si los residuos divergen, mala señal.

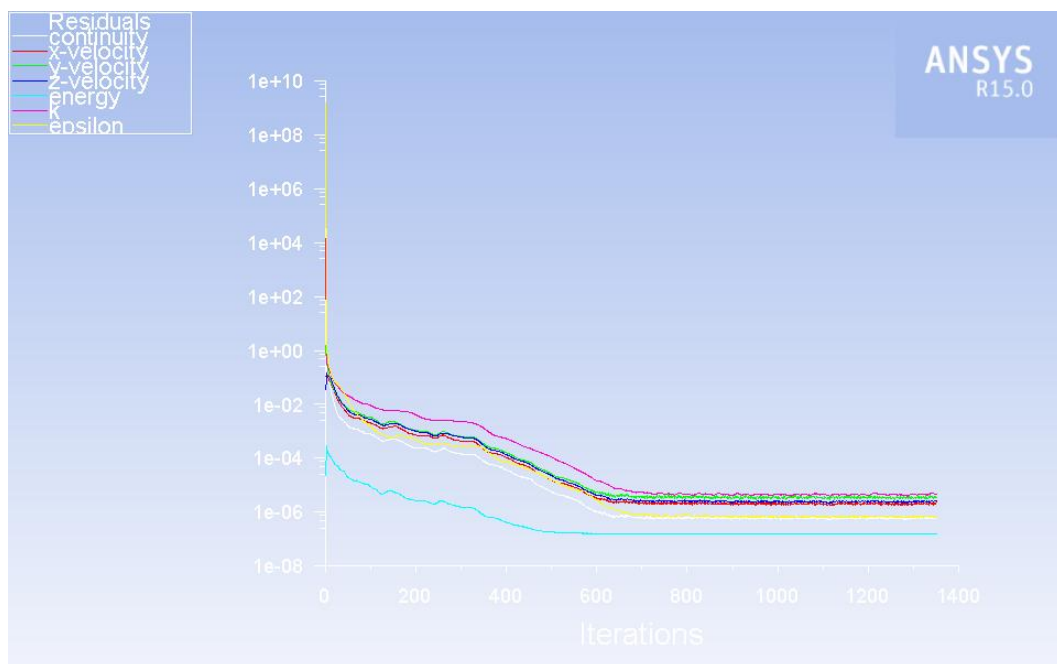


Figura 9.2 - Gráfico de residuales

(Fuente: elaboración propia)

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	k	epsilon	surf-mon-1
1755	4.3724e-06	3.3985e-05	5.1086e-05	7.9512e-05	3.9466e-07	3.0360e-03	1.9691e-03	2.9868e+02
1756	5.9594e-06	3.3801e-05	4.9950e-05	7.9515e-05	3.9530e-07	3.4991e-03	1.8465e-03	2.9868e+02
1757	4.6283e-06	3.3799e-05	5.2615e-05	7.9675e-05	3.9370e-07	2.8152e-03	1.6915e-03	2.9868e+02
1758	5.8202e-06	3.3671e-05	4.8754e-05	8.0546e-05	3.9797e-07	2.5439e-03	1.8910e-03	2.9868e+02
1759	5.1804e-06	3.3682e-05	5.1639e-05	8.0132e-05	3.9401e-07	2.3741e-03	2.6100e-03	2.9868e+02
1760	5.0247e-06	3.3860e-05	5.0073e-05	8.0573e-05	3.9862e-07	2.3368e-03	3.3470e-03	2.9868e+02
1761	5.9451e-06	3.3162e-05	5.3169e-05	7.8856e-05	3.8926e-07	2.3942e-03	3.9601e-03	2.9868e+02
1762	4.6386e-06	3.4484e-05	4.8798e-05	8.0521e-05	3.9797e-07	2.5461e-03	4.4366e-03	2.9868e+02
1763	5.7426e-06	3.2803e-05	4.9747e-05	7.8844e-05	3.9027e-07	2.6566e-03	4.7717e-03	2.9868e+02
1764	4.5505e-06	3.3779e-05	5.0863e-05	7.9533e-05	3.9500e-07	2.8837e-03	4.9753e-03	2.9868e+02
1765	6.2070e-06	3.2931e-05	5.0234e-05	7.8714e-05	3.9188e-07	3.1281e-03	5.0701e-03	2.9868e+02

Figura 9.3 – Valor de los residuales según iteraciones en el cálculo de la solución

(Fuente: elaboración propia)

En las figuras 9.2 y 9.3 se puede apreciar como en el caso se cumplen los requisitos que se han comentado, además el valor de los residuales adquiere un valor constante con orden de magnitud de $1e-03$ (en la mayoría de los otros casos llega a $1e-04$), factor que nos indica gran posibilidad en haber alcanzado la convergencia buscada.

Otro parámetro a tener en cuenta es el de **la independencia de la malla**, es decir, que obtenemos la misma solución independientemente de la calidad de malla que tengamos. Para ello hemos ido refinando la malla (de más basta a más fina) aumentando por ende el número de celdas del modelo. Lo que se ha hecho ha sido coger tres valores de refinamiento de malla y comparar para ambos casos, por ejemplo, la temperatura en 3 puntos a lo largo de una línea longitudinal.

En la tabla 9.2 se exponen los valores de temperatura en estos tres puntos para distintas calidades de malla.

Nº celdillas	T (°C) punto 1	T (°C) punto 2	T (°C) punto 3
750000	23,10	25,5	26,2
1532456	23,156	25,57	26,25
1865341	23,14	25,47	26,3

Tabla 9.2 – Valores de temperatura en tres puntos en función del nº de celdillas

Tal y como se puede apreciar las diferencias entre ellas son muy pequeñas, tanto que se puede considerar que la malla no afecta a la solución del problema y tenemos una solución independiente de la malla. Se realiza este procedimiento con todos los casos llegando a las mismas conclusiones.

Por último, otro factor que debe satisfacerse para que haya convergencia es que las cantidades objetivo, en el estado estacionario, alcancen valores constantes.

Las dificultades para alcanzar la convergencia en la solución pueden ser:

- Mal planteamiento del problema.
- Mala calidad de la malla, ya que una buena solución es aquella la cual no depende de la malla.
- Utilización de un solver inapropiado.

Para alcanzarla, lo que se debe hacer es mejorar dichos factores o también modificando ciertos parámetros, tales como: bajando los *factores de subrelajación*, disminuyendo el número de Courant, en *Pressure based solver* cambiando a “first order discretization scheme”, etc.

9.2.2. Análisis de resultados.

El objetivo principal de este apartado es ser capaces de obtener resultados y conclusiones acertados en base a las soluciones que vuelca el programa de cálculo en función de los valores que previamente se le han introducido.

Principalmente mi estudio va a estar enfocado o basado en el análisis gráfico de los distintos casos, ya que es la forma más visual y clara de observar y comparar los resultados de una forma directa.

Las herramientas de comparación que se van a utilizar son, en primer lugar tres planos horizontales de toda el área de la habitación situados a las siguientes alturas: 0.8m, 1.5m y 2.5m respecto del suelo; el plano de 0,8m corresponde a una altura aproximada de la cabeza de la persona, para así poder evaluar el confort térmico de los ocupantes a esa distancia (que es de las más importantes); por otro lado nos ayudaremos de 5 planos verticales equidistantes entre sí 2 m a lo largo del ancho de la habitación.

Añadir que el fin no es calcar un caso real, la meta de este trabajo fin de grado es que en base a un caso real poder probar distintas configuraciones posibles de ventilación e intentar llegar al resultado que mejor se adapta a las condiciones de confort requeridas, siendo consciente de las simplificaciones que se han tenido que llevar a cabo, tanto en la geometría, mallado y simulación.

9.2.2.1. CONFIGURACIÓN REJILLAS CASO I

En esta primera configuración se ha optado por una posición, tanto de las rejillas de impulsión como de aspiración en el techo de la habitación, 6 de impulsión en un lado y las 6 de aspiración restantes en el lado opuesto, obteniendo así los distintos resultados. En la figura 9.4 se muestra dicha configuración.

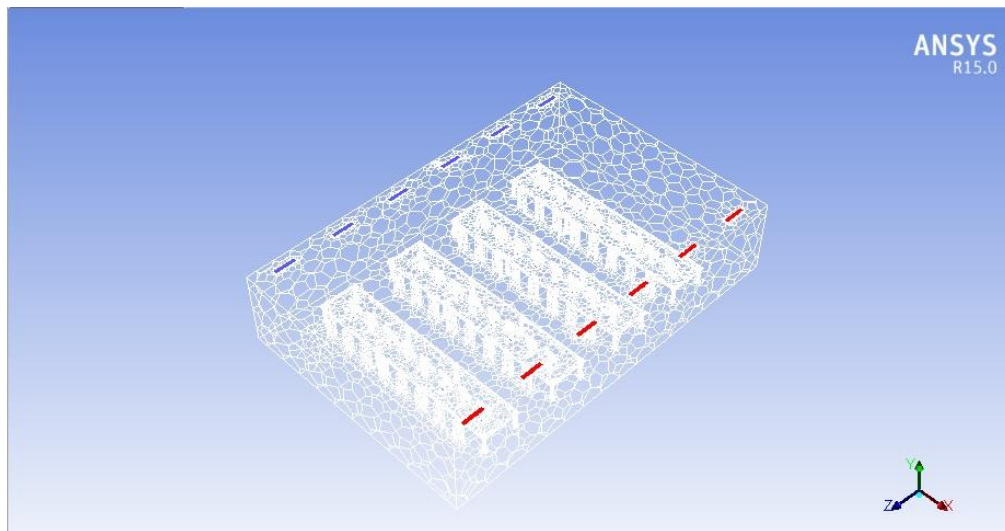


Figura 9.4 – Malla para la configuración del caso I

(Fuente: elaboración propia)

Cabe destacar que para sacar los gráficos de isocontornos eligiendo la opción de “autorange” no se obtenían datos muy esclarecedores, pues me graficaba rangos de temperaturas desde la temperatura mínima en la habitación a la máxima, por lo que el rango era bastante amplio y no se podía distinguir claramente a que temperaturas estaban exactamente las zonas; por ello se ha hecho uso de la opción “Global Range”, la cual a diferencia de la primera permite introducir al usuario el valor mínimo y máximo que le interesa. Se ha considerado un rango de temperaturas comprendido entre 23°C y 29°C para valorar el confort térmico. El beneficio se ha conseguido obteniendo así datos bastante más esclarecedores. A modo aclaratorio, explicar que se presentan pequeñas zonas en las que no hay color, esto es debido a que en esa región la temperatura es menor o mayor a la temperatura que he establecido como mínimas y máximas.

La temperatura deseada se encuentra entre los 23 y 25°C, por ser unos valores aptos para el confort térmico.

El primer caso de esta configuración será el que presenta una impulsión perpendicular al techo.

9.2.2.1.a) Impulsión/retorno techo (90°)

La figura 9.5 muestra los resultados para un plano horizontal a la altura de la cabeza aproximadamente (0,8 m) sin establecer rango de temperaturas, es decir, desde la temperatura mínima de impulsión (16°C) a la máxima que es la que expulsan los ordenadores (40°C).

En todos los casos de isocontornos horizontales estos se representan girados 180° respecto al eje z, es decir, si en la malla la impulsión está en el lado izquierdo, en el dibujo la impulsión estaría en la derecha, esto es solo por facilidad a la hora de sacar los planos en *Fluent*.

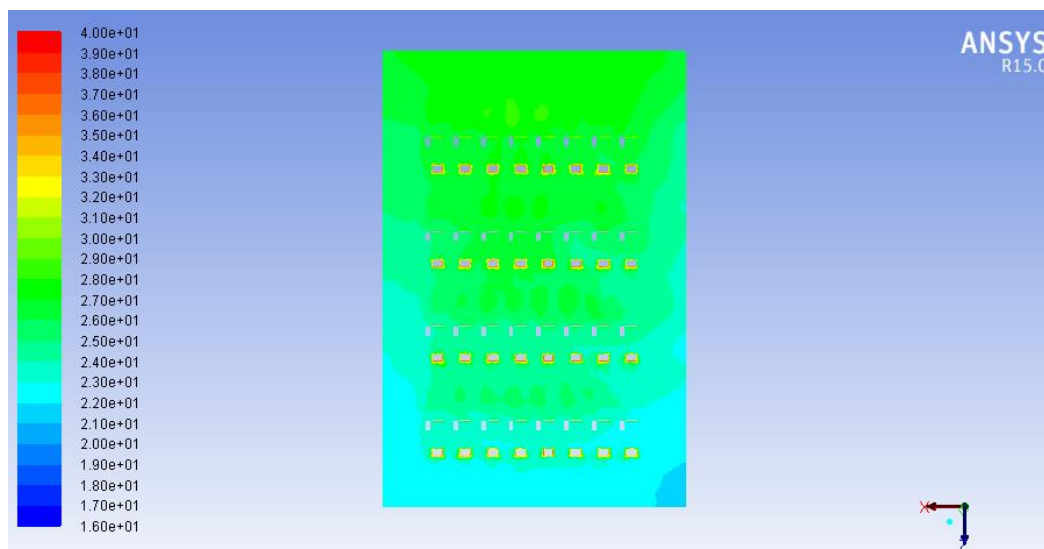
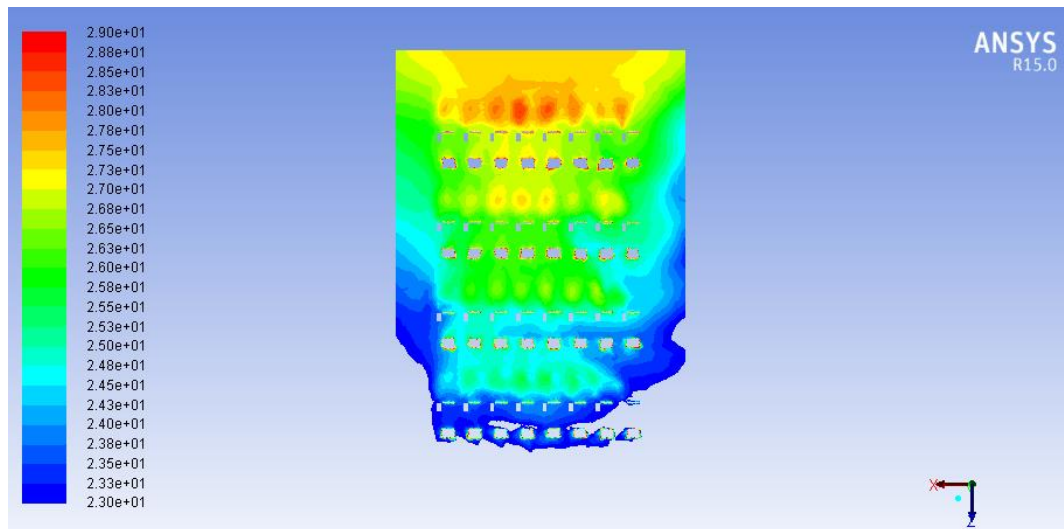
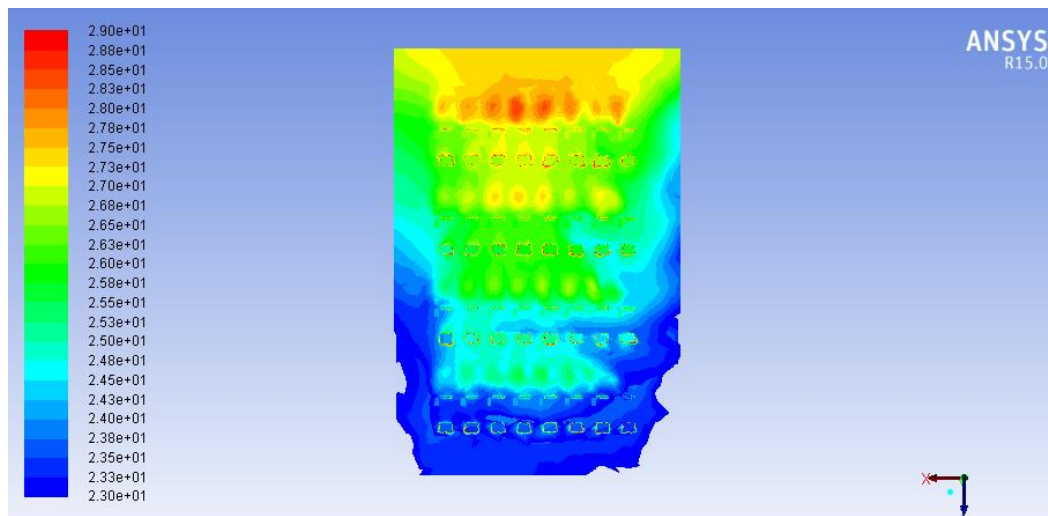


Figura 9.5 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura y=0,8m
(Fuente: elaboración propia)

En las figuras siguientes, y así será para todos los casos desarrollados, se presentarán tres planos de isocontornos de temperaturas horizontales y 5 planos verticales, para permitir visualizar y entender de forma más clara la distribución de temperatura en cada caso. Todos ellos presentarán un rango de temperaturas comprendido entre los 23 y 29°C.

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO I-90° (23-29°C)**Figura 9.6 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$**

(Fuente: elaboración propia)

**Figura 9.7 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$**

(Fuente: elaboración propia)

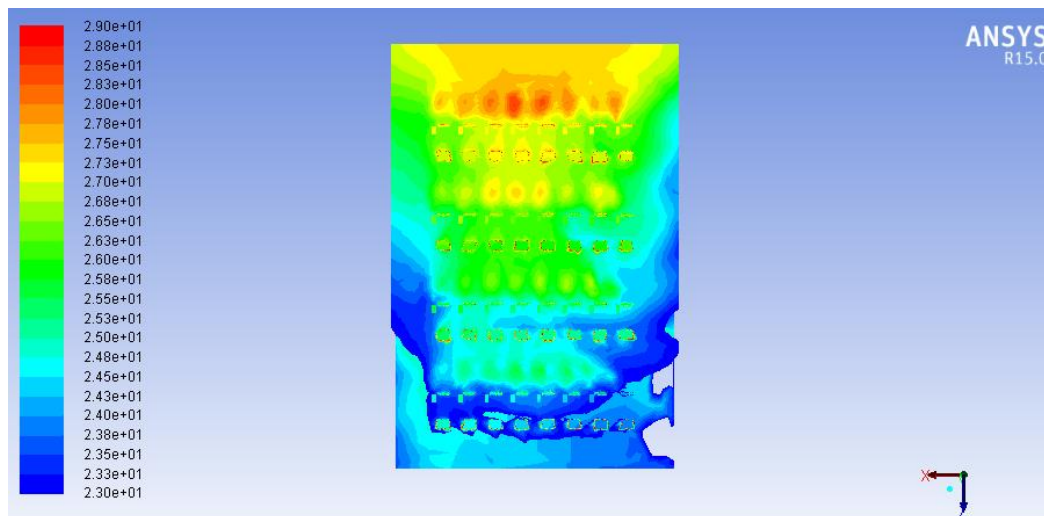


Figura 9.8 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m

(Fuente: elaboración propia)

En este primer caso, a rasgos generales se puede observar que no se consigue una correcta distribución de la temperatura, en estos planos horizontales se distinguen dos zonas bien diferenciadas. La zona más fría en la parte anterior de la sala y otra zona con temperaturas mayores en la parte posterior de la misma. También se puede observar cómo se produce una clara estratificación de la temperatura conforme vamos aumentando en altura desde el suelo. En concreto, se aprecia como para alturas menores se tiene temperaturas inferiores en la zona fría y conforme vamos subiendo en el eje de ordenadas la temperatura en dichas zonas se va homogeneizando más.

En este caso la temperatura mínima ronda los 22°C y la temperatura máxima los 28,5°C.

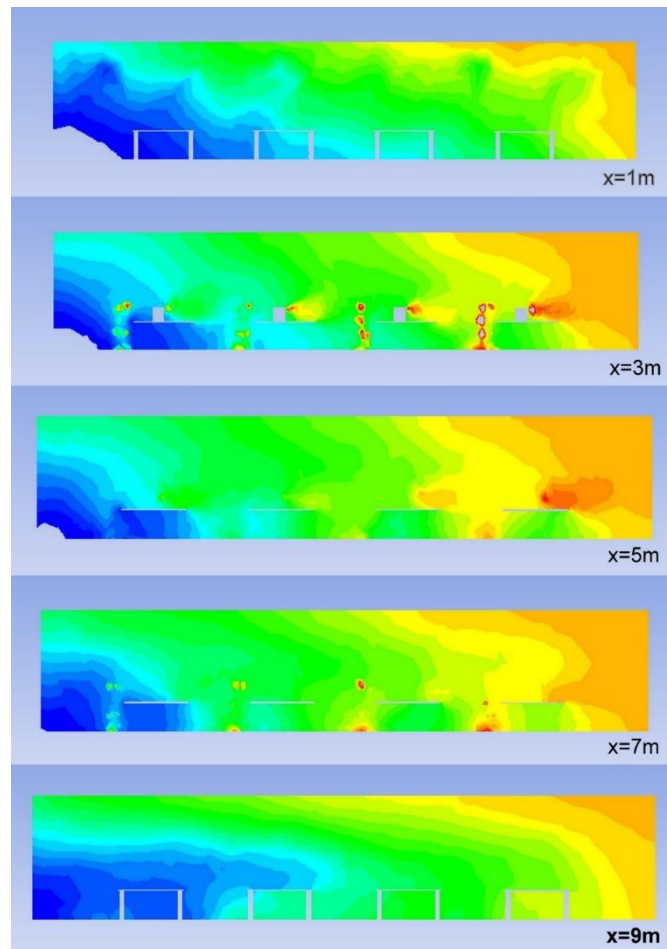
Las zonas en las que no hay color simplemente indican que están a temperaturas menores que el mínimo que he establecido, en este caso 23°C.

A continuación, las figuras 9.9 y 9.10 muestran los isocontornos verticales para este caso.

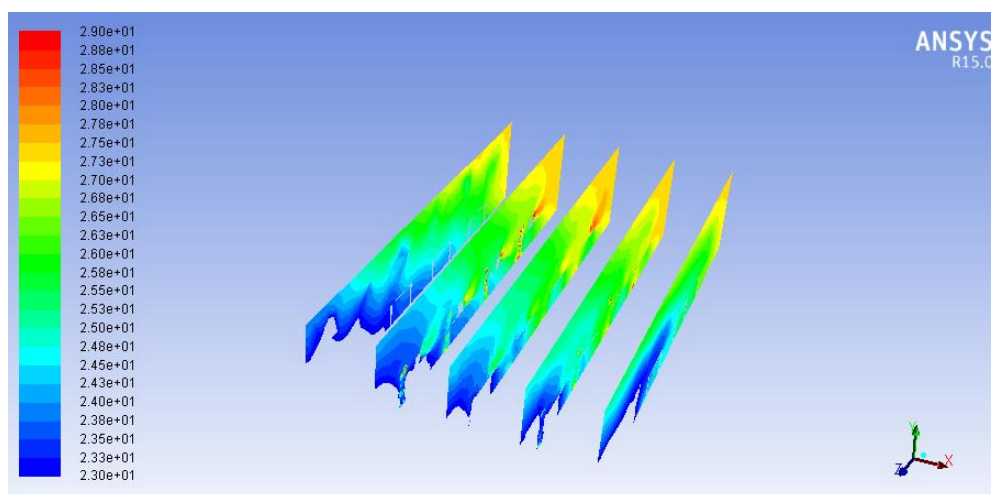
ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO I-90° (23-29°C)

En el caso de los planos verticales, para facilitar la lectura de los mismos, se tienen 5 planos verticales separados entre sí 2 metros cada uno. Se muestran todos los planos en una misma imagen indicando en ella la posición a la cual se encuentran respecto del eje x y teniendo en cuenta que se ha situado el centro de coordenadas

en la esquina inferior izquierda de la habitación. Los resultados para este caso son los mostrados en la figura 9.9.



**Figura 9.9 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C)
planos verticales situados a la distancia x indicada**
(Fuente: elaboración propia)



**Figura 9.10 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos
verticales (23-29°C)**

(Fuente: elaboración propia)

En las figuras 9.9 y 9.10 se puede apreciar más claramente la estratificación de la que se hablaba anteriormente. Esto es debido a la diferencia de densidades que presenta el aire según la temperatura. El aire frío es más denso por lo que tiende a bajar, por el contrario, el aire caliente posee menor densidad por lo que sube. Este fenómeno, llamado convección, es el movimiento natural que presenta el aire en un espacio cerrado, pudiendo llegar a darse diferencias de temperaturas entre el techo y el suelo de 8°C; decimos entonces que se ha producido una estratificación del aire.

Este es un fenómeno que se da tanto en invierno como en verano. Es cierto que para edificios con altos techos, la estratificación es una ventaja para reducir la carga de refrigeración en verano; es por eso por lo que si se entra a una catedral en verano, por regla general, hace bastante más frío dentro que fuera, esto es debido a la gran estratificación del aire que se produce por los altos techos en el interior de la misma.

Por otro lado, también se observa cómo las temperaturas van aumentando paulatinamente desde la parte inferior (zona fría) hacia la parte posterior. Esto es debido a que la dirección de expulsión de aire de los ordenadores está dirigida en la dirección z negativa acumulando una masa de aire caliente hacia esa zona.

En este caso se observa que aunque la impulsión sea totalmente perpendicular, la masa de aire caliente procedente de los ventiladores de los ordenadores obliga a que los chorros de “aire frío” que tocan dicha zona se vean obligados a cambiar la dirección hacia la zona anterior de la sala, acumulándose allí el aire más frío.

La zona que más nos interesa (la ocupada por los usuarios) está dividida. Solo se consigue la temperatura buscada en la región central más cercana a la zona anterior; en la zona anterior los usuarios experimentarían sensación de frío y en la parte posterior de la sala se tendría sensación de calor. Por ello se saca como conclusión que esta configuración no es la más adecuada para los fines que se persiguen.

9.2.2.1.b) Impulsión/retorno techo (60°)

En esta configuración, las lamas de las rejillas de impulsión están orientadas 60° respecto a la horizontal del techo. Esta configuración sugiere una mejor distribución de la temperatura que en el caso de 90°, ya que da lugar a que el flujo de aire se reparta más amplia y uniformemente. Por regla general, una inclinación de dichas lamas suele implicar mejores resultados refrigerantes, es por ello que, por ejemplo las lamas de los Split que tenemos en casa se suelen poner inclinadas. De hecho, está demostrado que la orientación de las aletas directrices afecta de manera importante a la variación de la velocidad y temperatura.

No es lo mismo hacer incidir un chorro perpendicularmente (el cual abarcará mayormente la zona de incidencia directa) que un chorro inclinado, donde el campo de impacto y posible expansión se amplía.

La figura 9.11 muestra el plano de Isocontorno de temperaturas desde la temperatura mínima a la máxima.

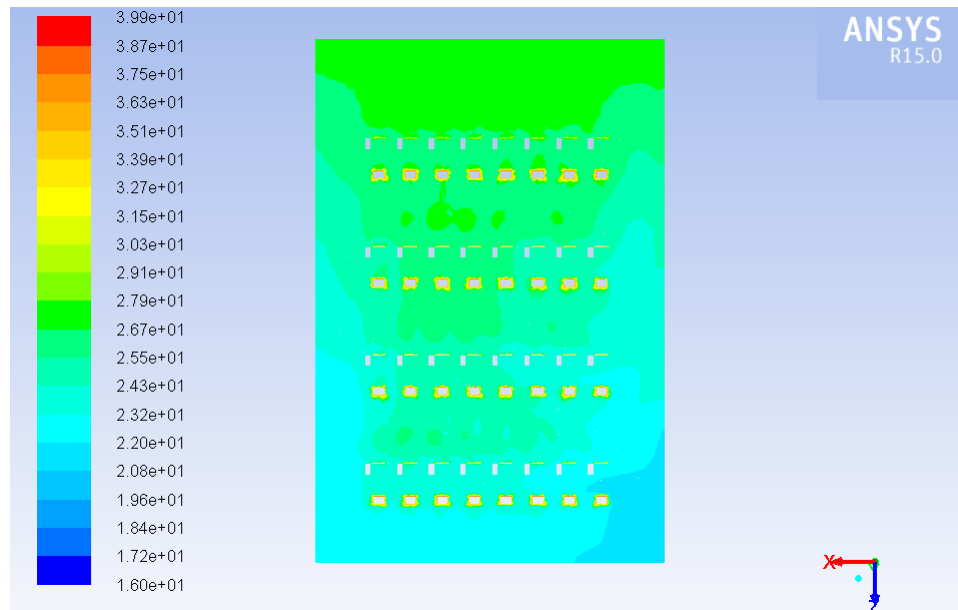
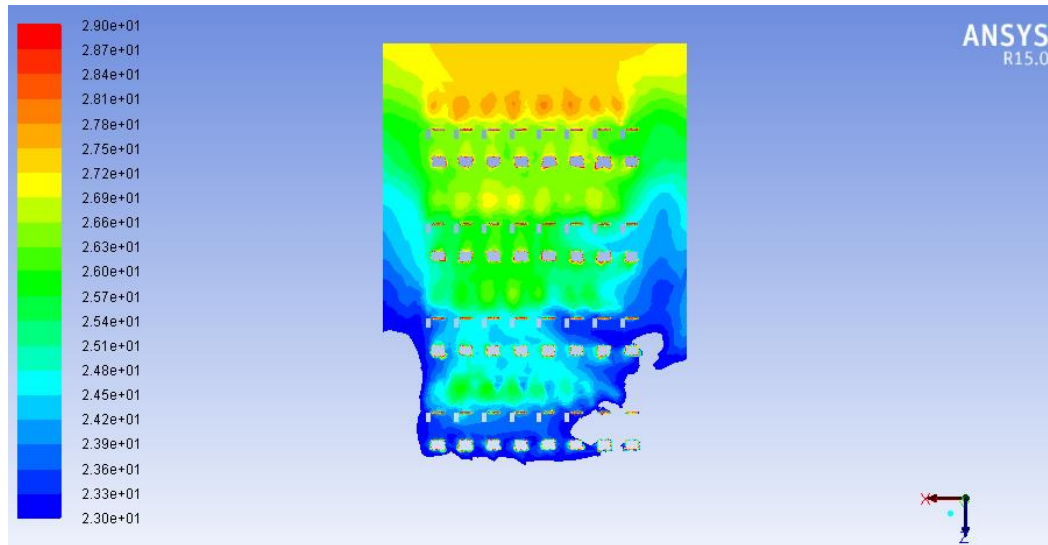


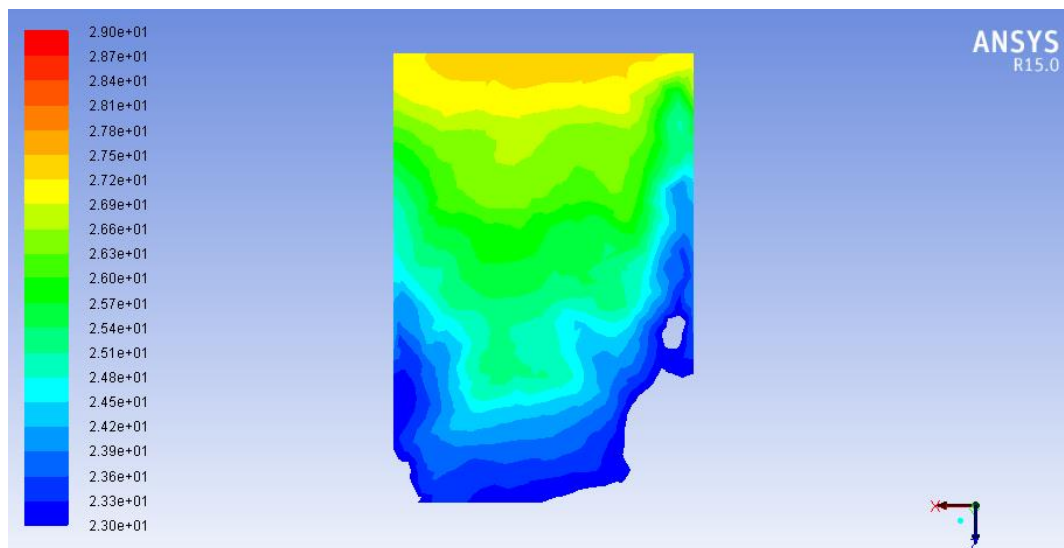
Figura 9.11 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8m$

(Fuente: elaboración propia)

En comparación con la figura 9.5 la temperatura es algo menor y se consigue mayor zona “fría” que en el caso perpendicular.

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO I-60° (23-29°C)**Figura 9.12 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$**

(Fuente: elaboración propia)

**Figura 9.13 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$**

(Fuente: elaboración propia)

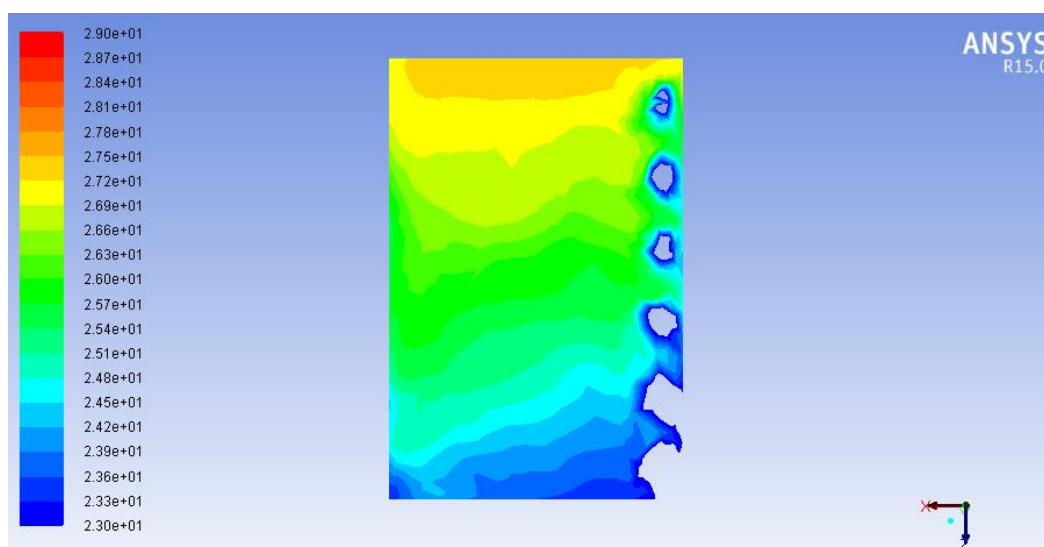


Figura 9.14 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$

(Fuente: elaboración propia)

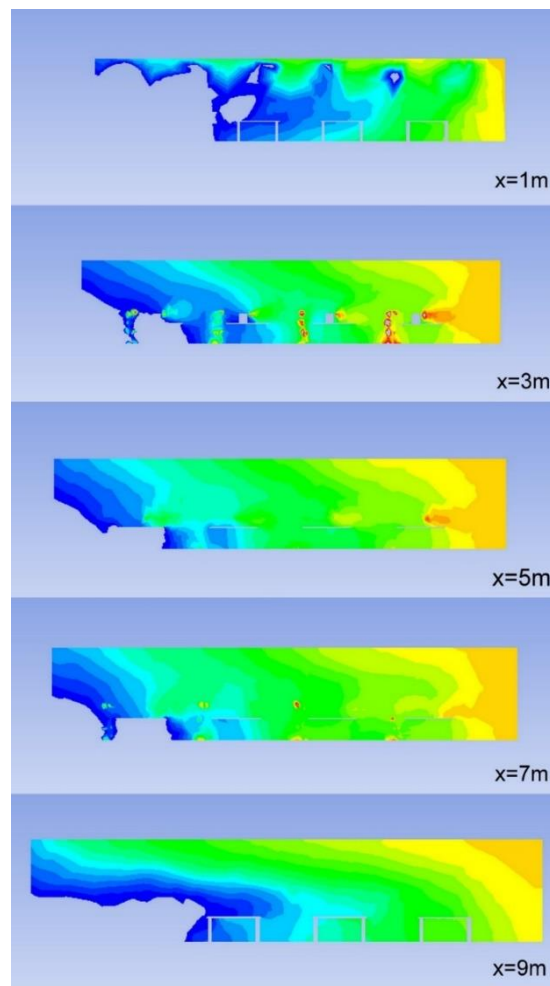
ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO I-60° (23-29°C)

Figura 9.15 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

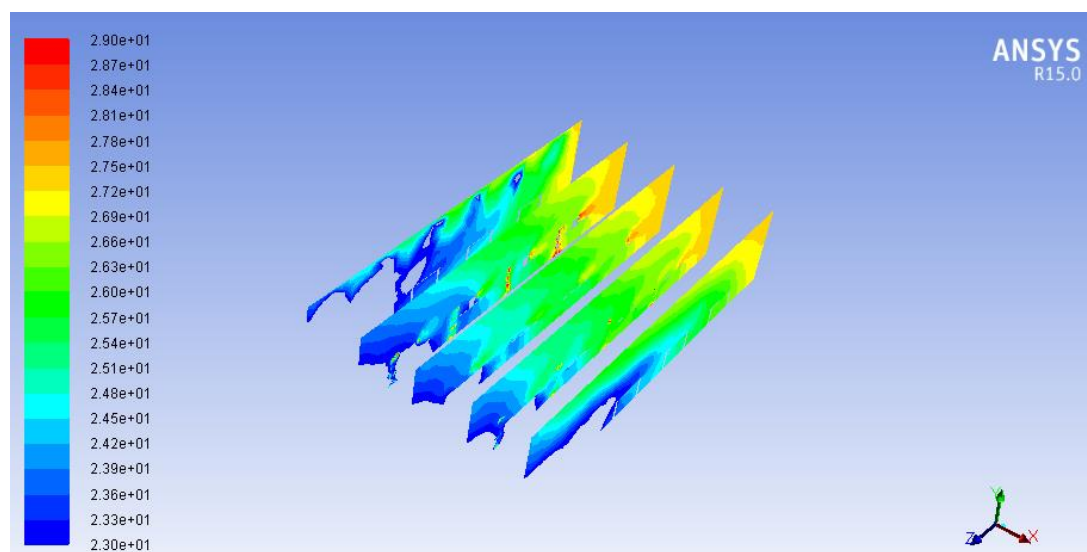


Figura 9.16 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)

(Fuente: elaboración propia)

Tal y como se muestra en la figura 9.16, comparando con el caso de impulsión perpendicular se puede apreciar como en esta simulación la zona fría abarca mayor espacio de la habitación (que es lo que interesa) y además presenta una mayor homogeneidad en las temperaturas. Es cierto que sigue acumulándose una zona caliente en la parte posterior, pero el resto de la habitación presenta mayor uniformidad en las temperaturas que se están buscando. Como ventaja respecto al caso anterior se tiene que la zona refrigerada es mayor, aunque hay zonas, por ejemplo en los planos cercanos a la incidencia del aire donde alcanzamos valores menores a 23°C provocando baja calidad de confort térmico. También presenta como ventaja que en la “zona cálida” tenemos menor gradiente de temperatura y la temperatura desciende respecto al caso de 90°. Aun teniendo en cuenta estas pequeñas mejoras, el resultado sigue estando bastante alejado de lo que se está buscando.

9.2.2.1.c) Impulsión/retorno techo (30°)

A continuación se muestra la última opción estudiada para esta configuración. Las lamas se encuentran inclinadas 30° respecto de la horizontal. El objetivo de estudiar este caso es principalmente por la posibilidad de una mayor homogeneidad global que el caso anterior con la directa consecuencia de menor gradiente de temperaturas.

Al estar el chorro de impulsión más cerca del techo buscamos que se produzca un pequeño efecto Coanda, es decir, que el aire frío se distribuya por el techo hasta que la velocidad baje hasta tal punto que caiga uniformemente por toda la sala. Quizás para que se produzca el efecto Coanda necesitemos menor ángulo entre las lamas de impulsión y el techo.

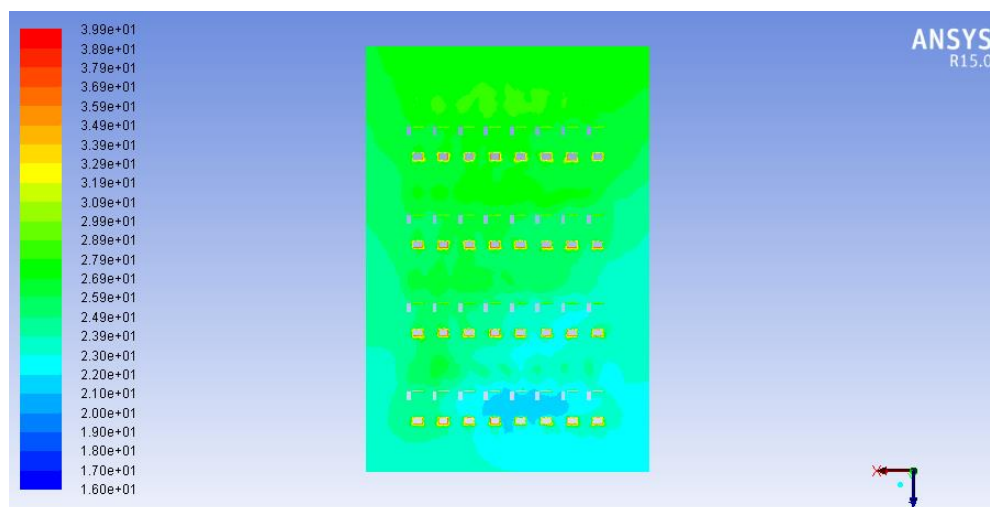


Figura 9.17 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

En la imagen 9.17 se distingue como se dan menores temperaturas y mayor homogeneidad en la zona fría, pero el espacio abarcado es menor que para el caso de 60°.

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO I-30° (23-29°C)

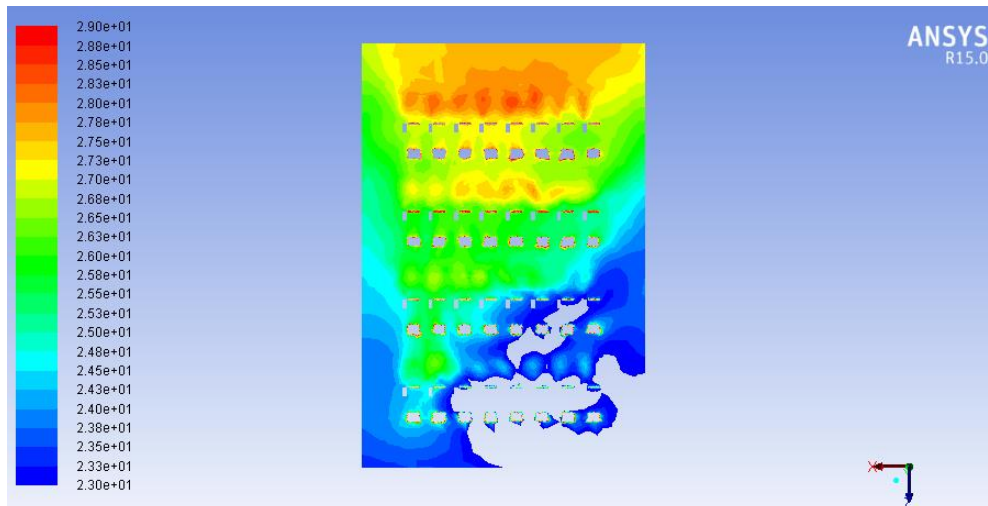


Figura 9.18 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$.

(Fuente: elaboración propia)

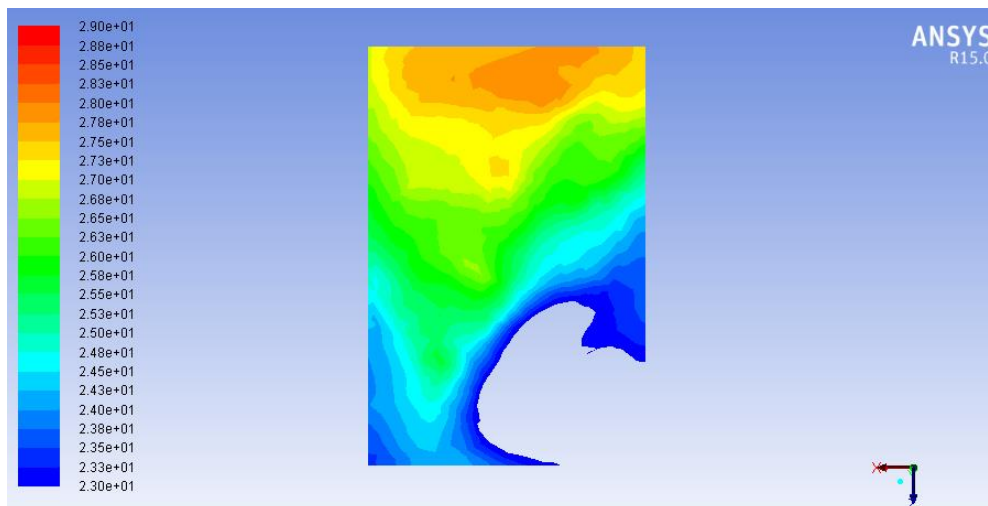


Figura 9.19 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$.

(Fuente: elaboración propia)

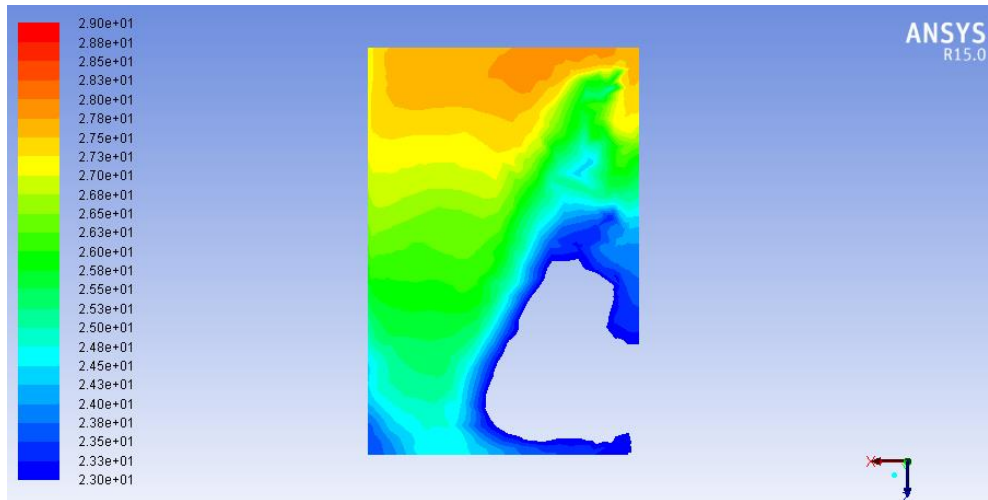
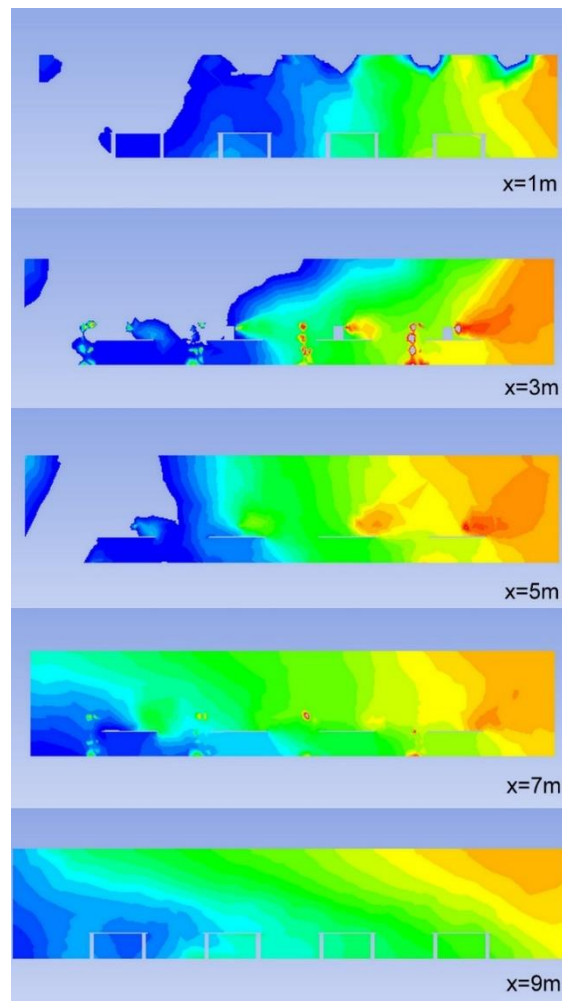


Figura 9.20 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m.

(Fuente: elaboración propia)

Analizando el comportamiento en la figura 9.20, se puede observar como para alturas mayores (próximas al techo) se crea una zona homogénea “fría”, esto es debido a que se produce un pequeño efecto Coanda en dicha zona. Una vez que el aire pierde velocidad, baja y cae debido a la mayor densidad del aire frío produciendo la zona más fría diferenciada en la figura 9.18. Se crea en esa zona y no en toda la habitación (como nos interesaría) debido a que en la zona posterior de la misma está el fuerte efecto de la acumulación de las salidas de aire a mayor temperatura. Ese aire caliente sube por la menor densidad imposibilitando y parando la posible continuación del efecto Coanda.

ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO I-30° (23-29°C)

**Figura 9.21 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C)
planos verticales situados a la distancia x indicada**
(Fuente: elaboración propia)

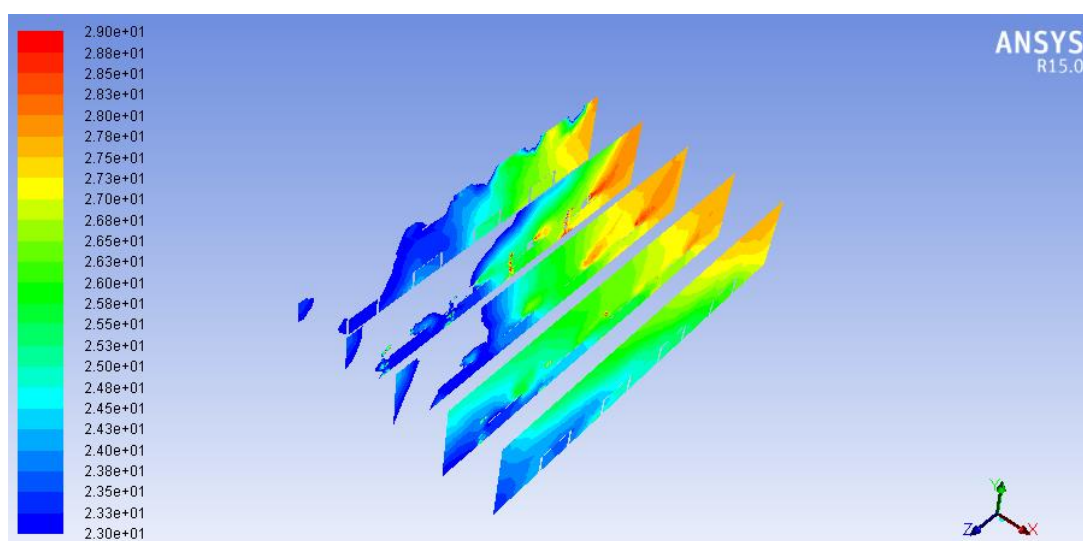


Figura 9.22 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)
(Fuente: elaboración propia)

Respecto al caso de 60° obtenemos peores resultados por los siguientes motivos: se consiguen menores temperaturas en la zona “fría”, especialmente en una región más puntual (esquina inferior izquierda) debido al efecto comentado anteriormente y el gradiente de temperaturas a lo largo del eje Z es mayor; se obtienen temperaturas mayores en la zona posterior de la sala respecto al caso de 90° y 60°.

En este primer caso de estudio la mejor opción sería la inclinación de 60° por obtener temperaturas más suavizadas (tanto en zonas “frías” como “cálidas”); y el peor el caso de 30° por aumentar la diferencia entre los gradientes de temperatura.

En conclusión, la configuración de posicionar las lamas de impulsión en un lado y la aspiración en otro no es muy favorecedora. Tenemos zona de confort en una región muy limitada por lo que los ocupantes notarían diferencias y molestias térmicas a lo largo de la habitación. Además a lo largo del ancho también se presenta asimetría en la distribución de temperatura.

9.2.2.2. CONFIGURACIÓN REJILLAS CASO II – IMPULSIÓN EN LOS LATERALES

Se ha decidido incorporar simetría en la impulsión con el único fin de repartir el aire frío de forma más uniforme por todo el recinto, ya que en la configuración anterior aparte de la gran descompensación a lo largo del eje Z también había diferencias en los laterales de la sala al haber impulsión solamente en uno de ellos. La posición de las rejillas sería el mostrado en la figura 9.23, en azul la impulsión y en rojo la aspiración (estos colores se mantendrán siempre así).

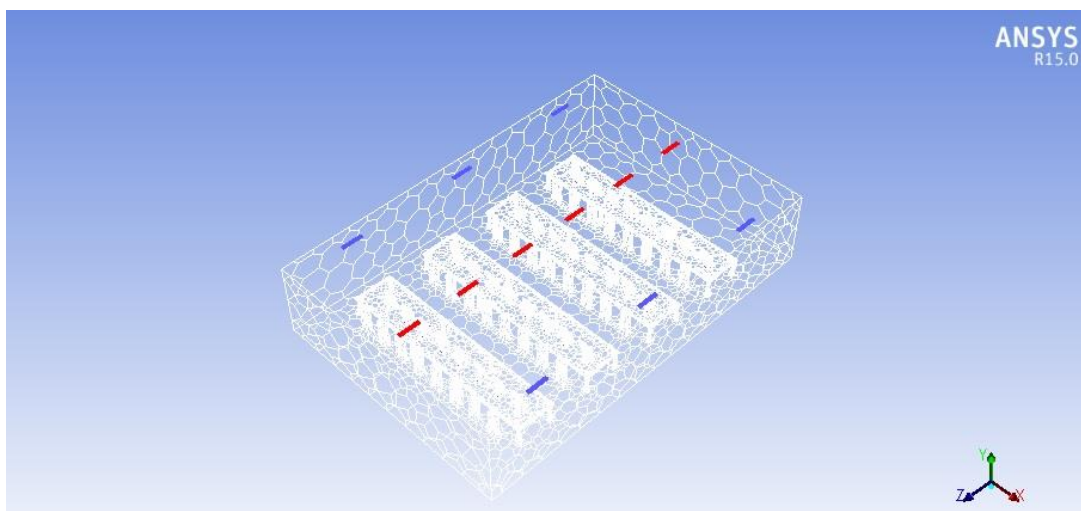


Figura 9.23 – Malla para configuración del caso II

(Fuente: elaboración propia)

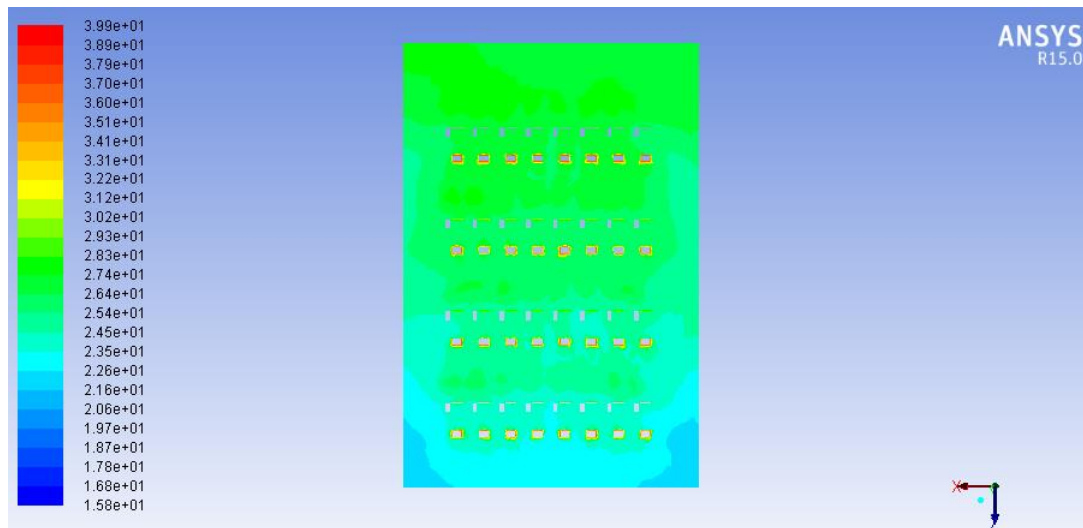


Figura 9.24 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO II (23-29°C)

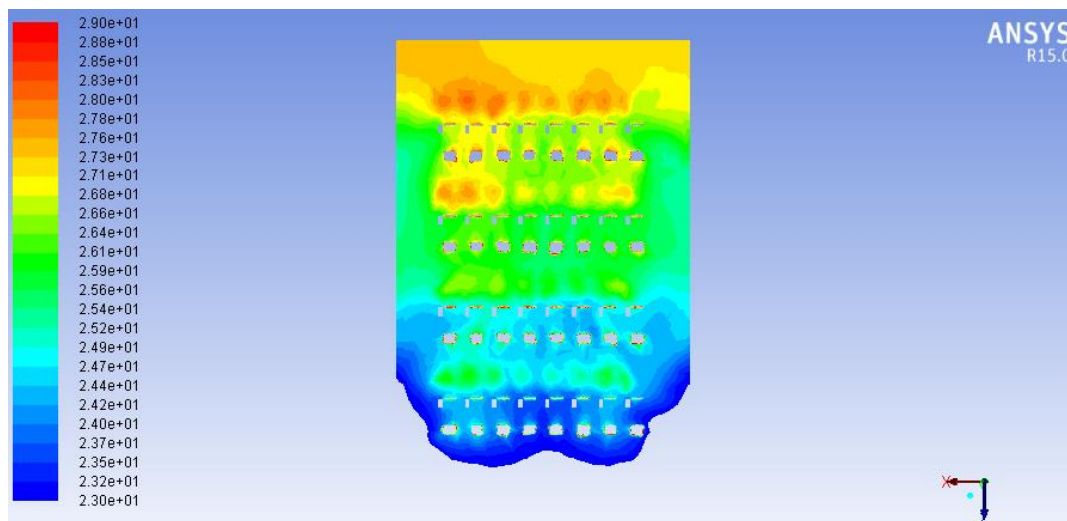


Figura 9.25 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $v=0.8\text{m}$.
(Fuente: elaboración propia)

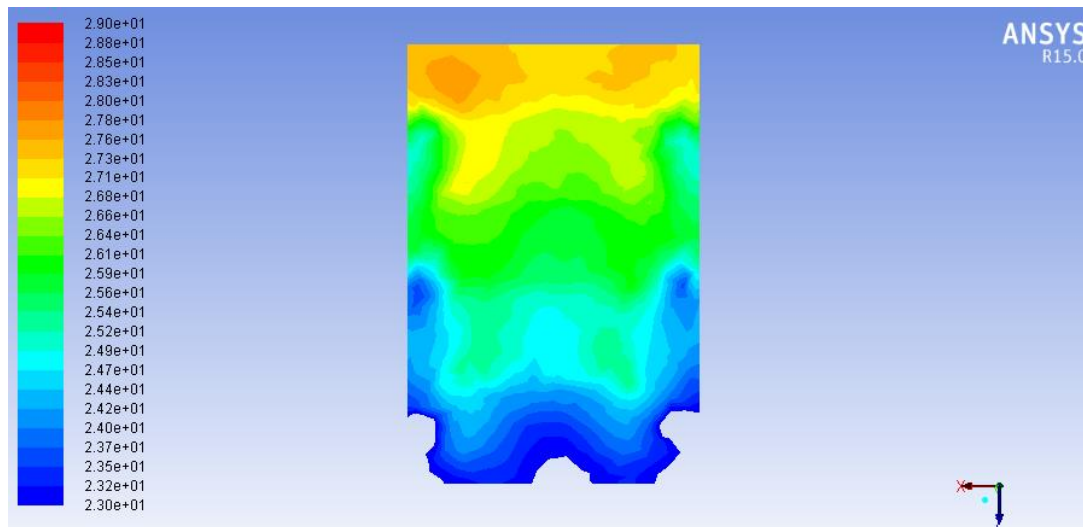


Figura 9.26- Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m.

(Fuente: elaboración propia)

(Fuente: elaboración propia)

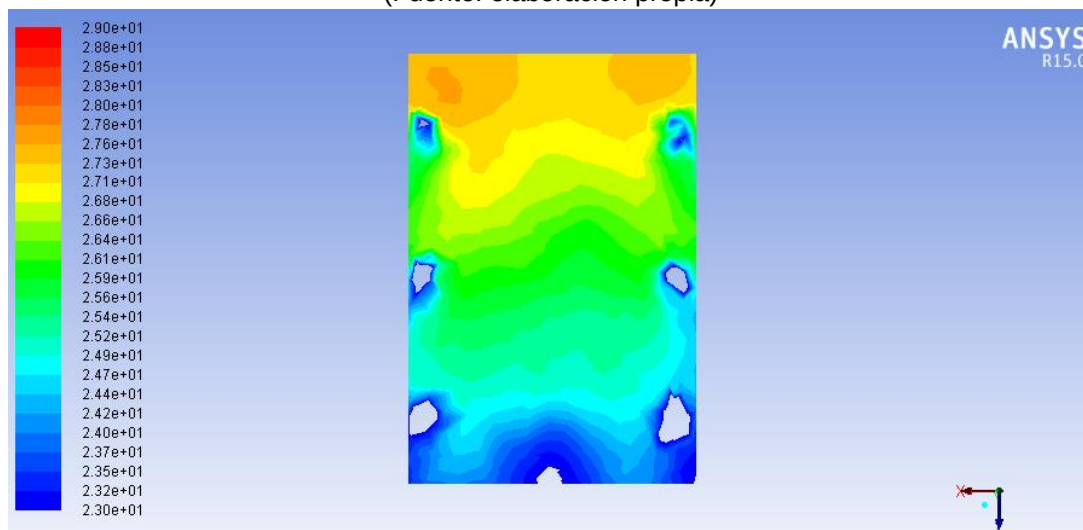
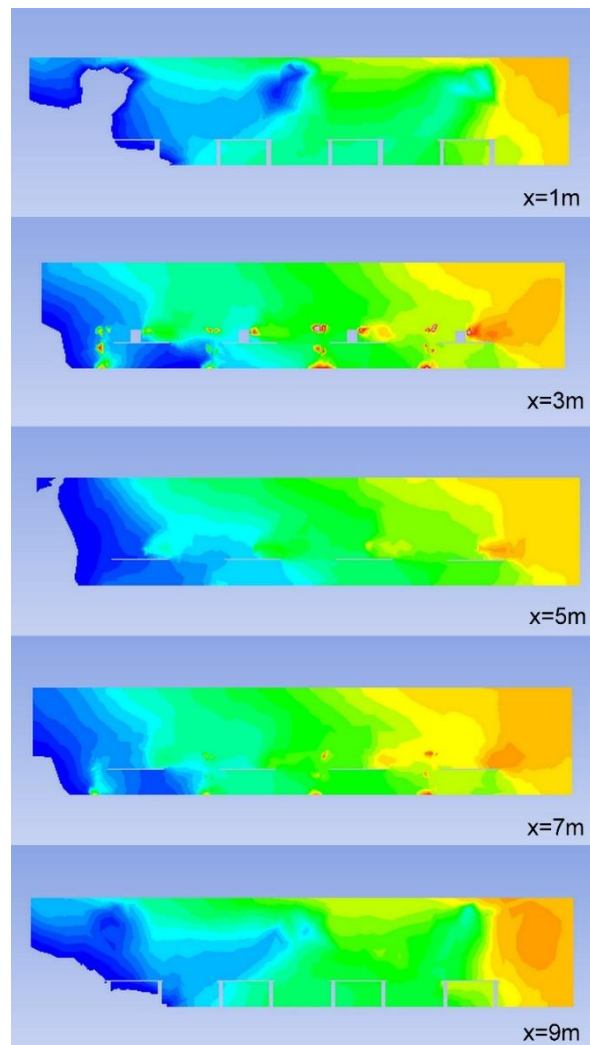


Figura 9.27 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m.

(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO II (23-29°C)

**Figura 9.28 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C)
planos verticales situados a la distancia x indicada**
(Fuente: elaboración propia)

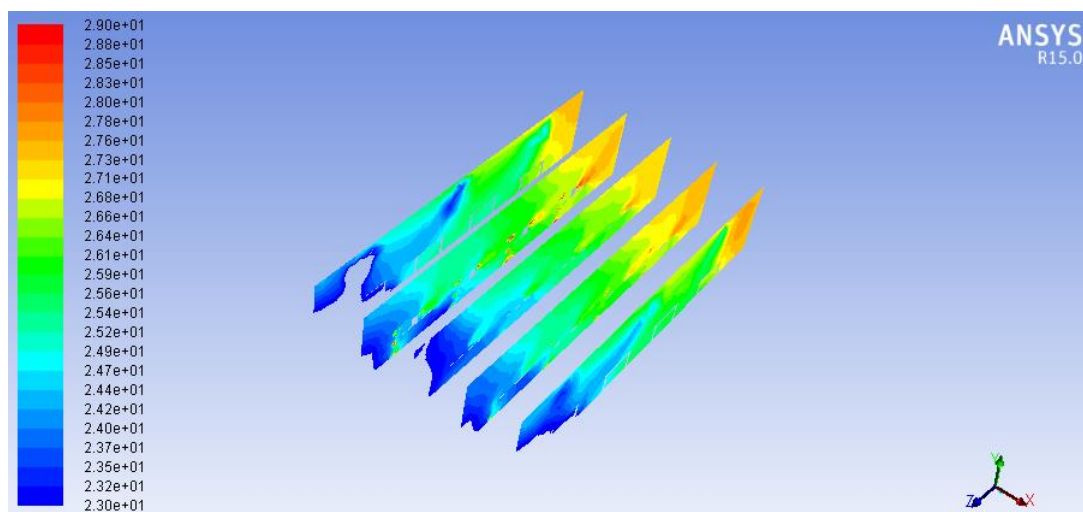


Figura 9.29 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)
(Fuente: elaboración propia)

Analizando las imágenes, se confirma que el problema de la asimetría que se quería solucionar se ha conseguido, ya que como se puede apreciar la habitación presenta casi una total simetría respecto a un eje longitudinal en el centro de la misma; también se ha disminuido en pequeña medida la gran estratificación de temperaturas que se tenía en el primer caso suavizando los saltos térmicos, aun así sigue presentándose un salto térmico muy grande entre la zona inferior y posterior de la sala.

La zona central presenta homogeneidad tanto vertical como horizontalmente, pero en los extremos la diferencia de temperaturas es de 6°C aproximadamente. Ciertamente es que en el caso anterior alcanzamos temperaturas de hasta 29 y 30°C y aquí la zona posterior ronda como valor máximo los 27,8°C aproximadamente, obviando algún pico aislado.

El principal problema que se encuentra es la gran estratificación de temperaturas a lo largo del eje longitudinal de la habitación, si es cierto que para planos paralelos al plano XY tenemos temperaturas muy uniformes en ese mismo plano, pero para planos paralelos al YZ las diferencias de temperaturas en el plano que elijamos son muy dispares, pudiendo ser muy bajas al inicio del mismo y acabar con 6°C más en el extremo del plano.

El fenómeno que se produce en esta configuración es que el aire frío procedente de las rejillas de impulsión es empujado hacia la parte anterior de la sala por el aire caliente (proveniente de la salida de los ordenadores principalmente y las personas) que sube, obligándolo a bajar y a confinarse en esa zona, por eso esta disparidad de temperaturas. Sabemos que a largas distancias de la impulsión se producen perturbaciones externas que provocan la dispersión de la vena. Si a esta casuística le añadimos que en este caso el caudal de impulsión por boca es menor que en caso I el aire impulsado se ve con menos fuerza para distribuirse por toda la sala y al final acaba siendo confinado y arrastrado tal y como se acaba de citar.

Este caso no nos interesa, ya que el principal objetivo del estudio es conseguir la mayor zona de confort posible, lo que implica gran uniformidad de temperaturas. Aunque si es cierto que en los laterales se consigue más homogeneidad debido a que el chorro de impulsión se ha colocado en esas zonas. Esto sugiere que colocar una distribución simétrica es beneficiosa para el fin que vamos buscando, por lo que en las siguientes configuraciones se intentará tener en cuenta la importancia de la simetría.

9.2.2.3. CONFIGURACIÓN REJILLAS CASO III

En este caso se ha optado por aumentar en 9 el número de rejillas de impulsión, 3 en el lateral de la pared izquierda, 3 en el de la derecha y 3 más en una de las paredes frontales. Este cambio se debe a que como se ha podido observar en todos los casos anteriores hay un patrón que se repite, que es el siguiente: el aire caliente procedente de las salidas de los ordenadores toma la dirección en el eje z negativo acumulándose en la parte de atrás de la habitación, por lo que obviamente dicha zona cuesta más refrigerarla. La idea de añadir 3 rejillas más en la parte frontal de la pared es para mejorar la refrigeración en dicha zona que cuesta más enfriar debido a la gran concentración de aire caliente acumulable allí.

Se va a estudiar tres posibles casos dentro de esta misma configuración. Para ello, se variará la inclinación de las aletas directrices de impulsión teniendo tres posibilidades: impulsión horizontal (0°) e inclinada (30° y 60°).

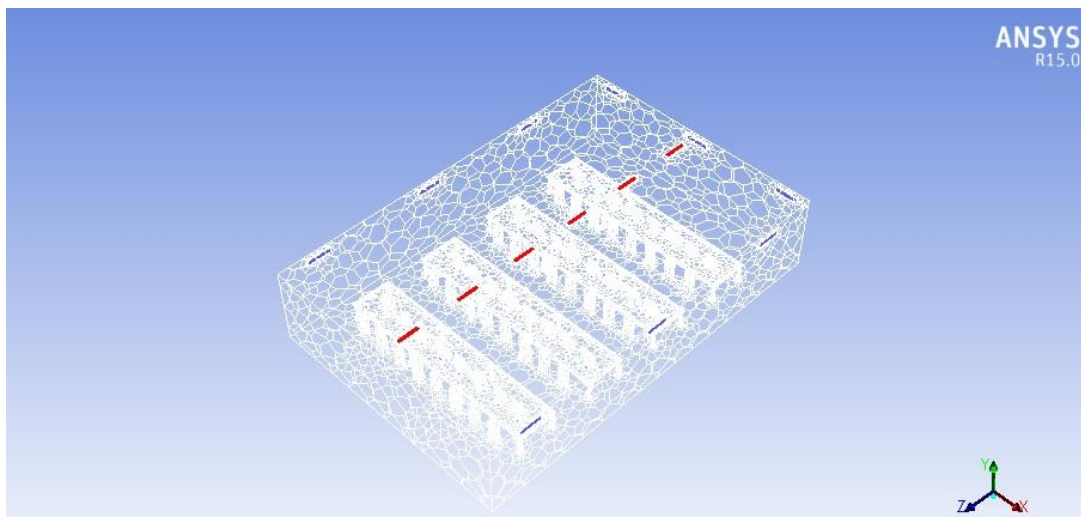


Figura 9.30 – Malla para la configuración del caso III

(Fuente: elaboración propia)

9.2.2.3.a) Impulsión 0°

En este caso el resultado que se busca es crear una zona de aire frío arriba hasta que pierda velocidad y baje por la diferencia de densidades entre el aire frío y caliente. Al poner lamas de impulsión en las tres direcciones se espera una mayor homogeneización del aire.

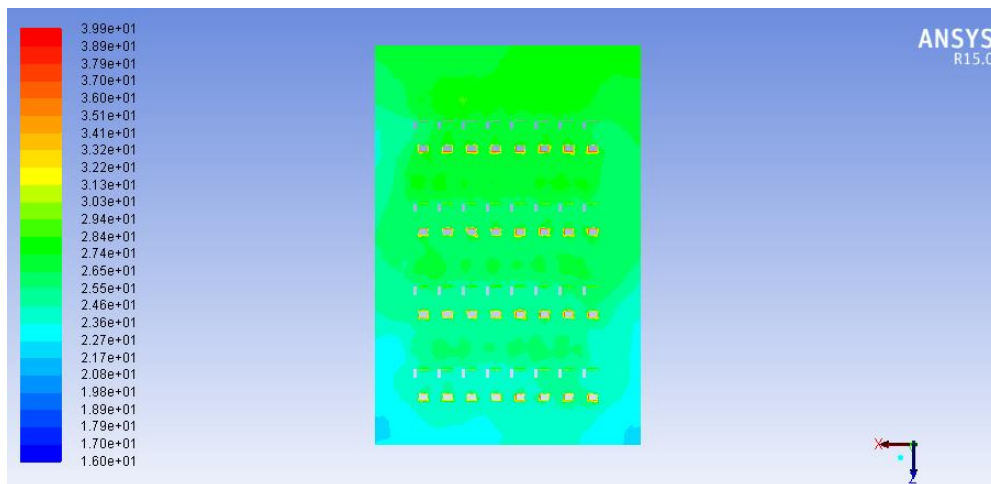


Figura 9.31 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura y=0,8m

(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO III (23-29°C)

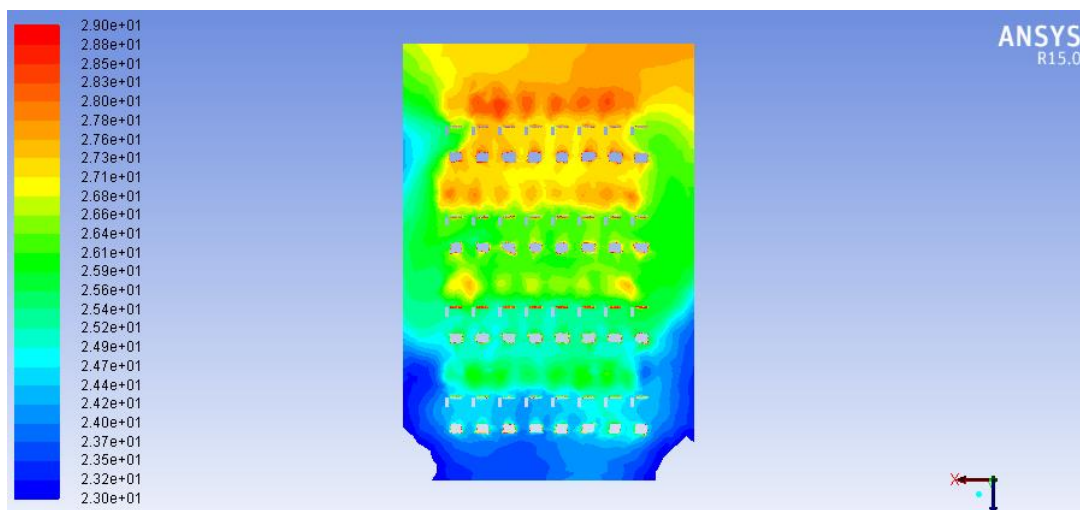


Figura 9.32 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=0,8m.

(Fuente: elaboración propia)

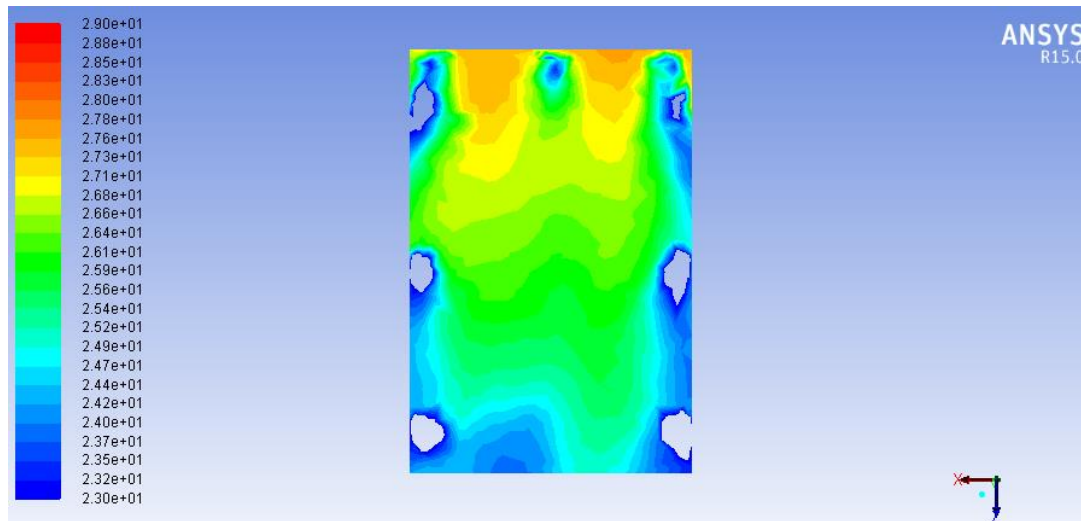


Figura 9.33 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m.

(Fuente: elaboración propia)

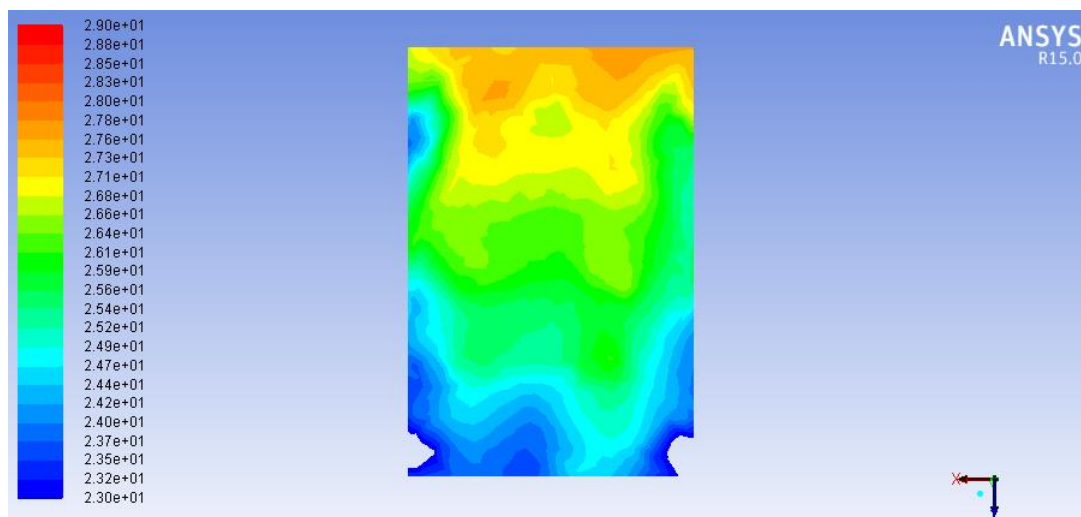
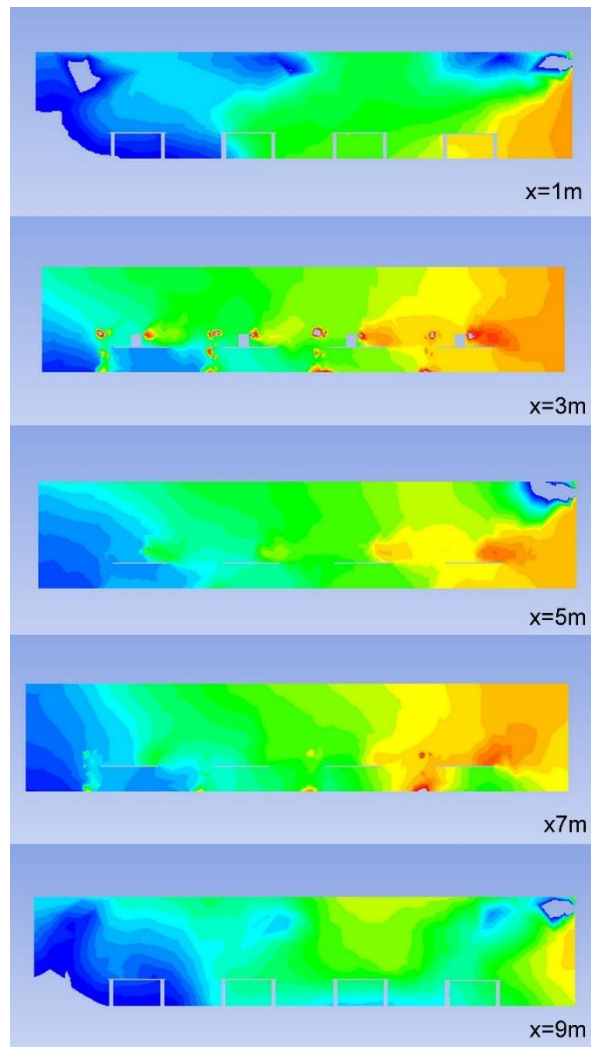


Figura 9.34 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m.

(Fuente: elaboración propia)

Comparándolo con el caso I con inclinación de 60° (que es el que se ha considerado como el mejor del caso anterior) se aprecia que en este caso se obtienen mayores temperaturas en general. El hecho de que aparezcan mayores temperaturas posiblemente se deba a que como se ha incrementado el número de bocas de impulsión, el caudal procedente de cada una es menor, proporcionando al flujo de aire saliente menor fuerza y velocidad, por lo que el caudal procedente de los ordenadores vuelve a ganar terreno.

ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO III (23-29°C)

**Figura 9.35 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C)
planos verticales situados a la distancia x indicada**
(Fuente: elaboración propia)

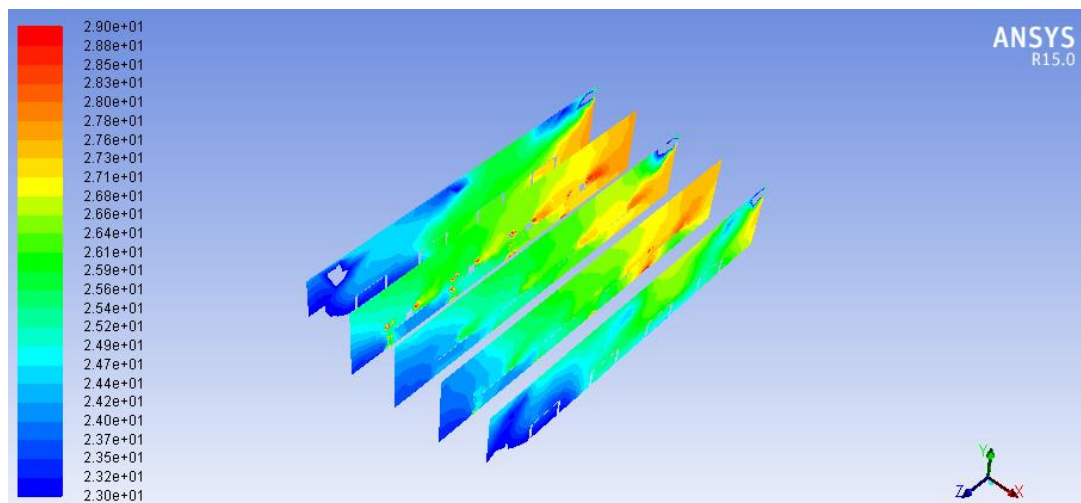


Figura 9.36 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)
(Fuente: elaboración propia)

Se obtienen resultados muy similares al caso I y II, por lo que no es la configuración más idónea debido a los saltos térmicos tan grandes que se han comentado ya con anterioridad. Sin embargo las temperaturas en la zona posterior son algo menores.

A continuación se muestran los resultados para la misma casuística pero con una inclinación de las aletas de 30° respecto a la horizontal.

9.2.2.3.c) Impulsión 30°

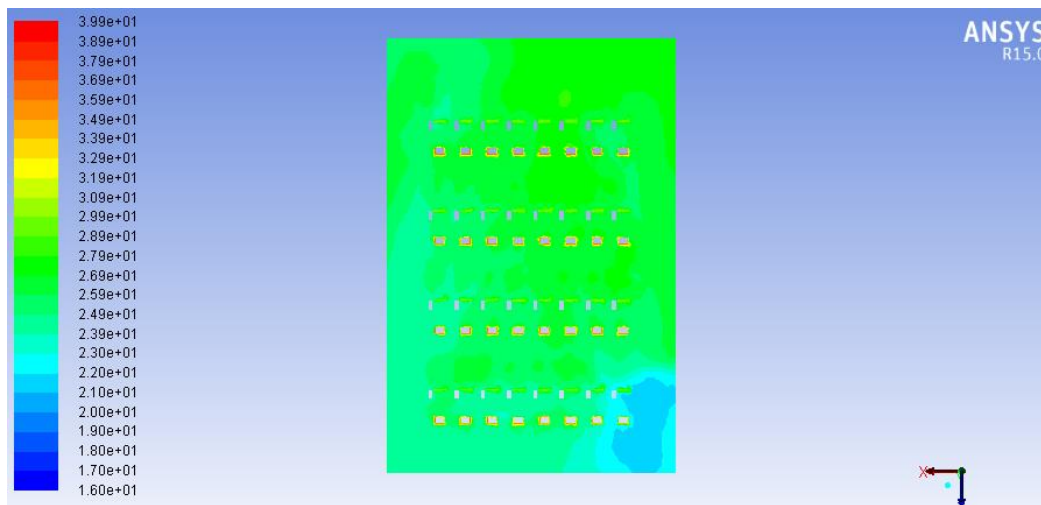


Figura 9.37 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8m$

(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO III-30° (23-29°C)

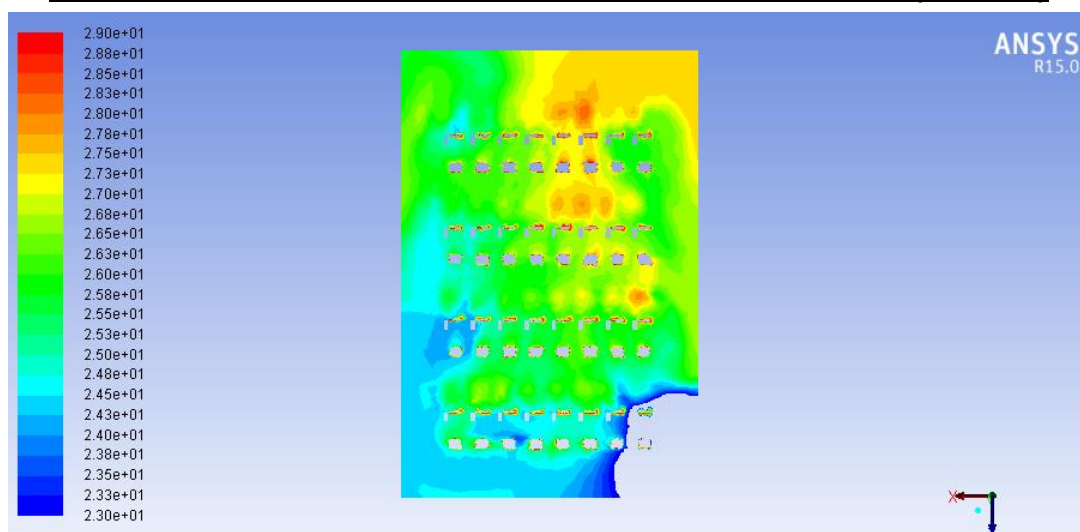


Figura 9.38 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$.

(Fuente: elaboración propia)

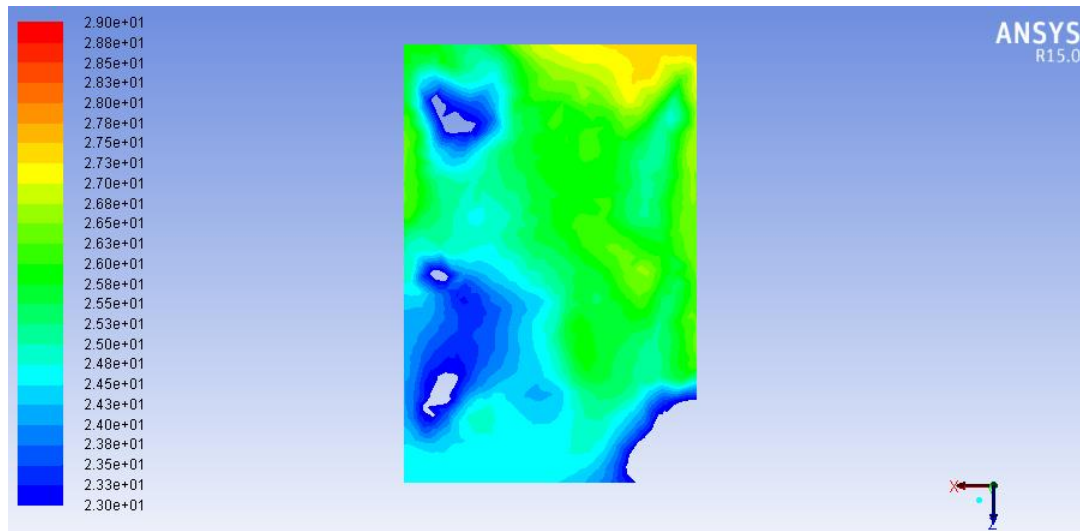


Figura 9.39 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m.

(Fuente: elaboración propia)

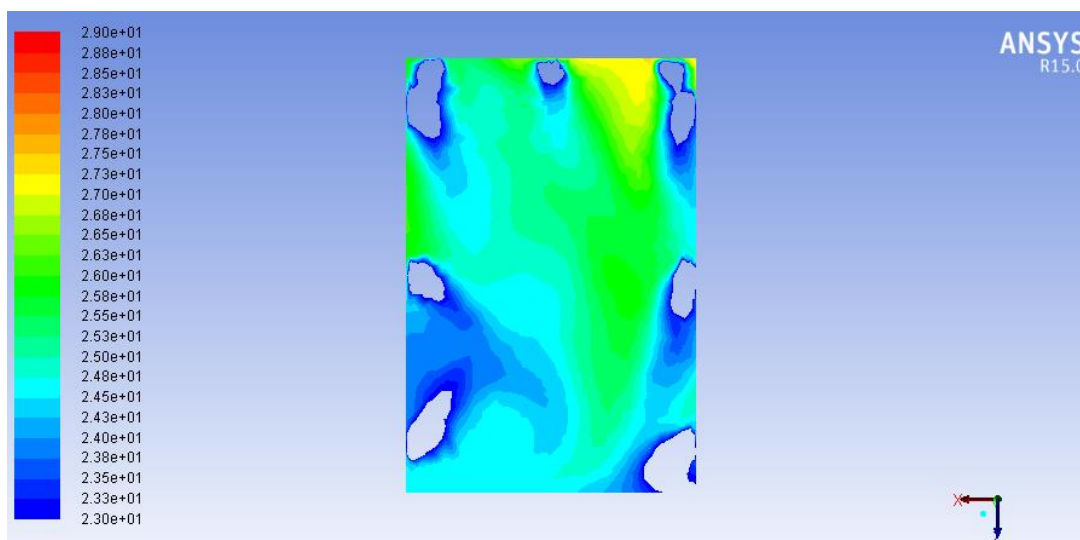
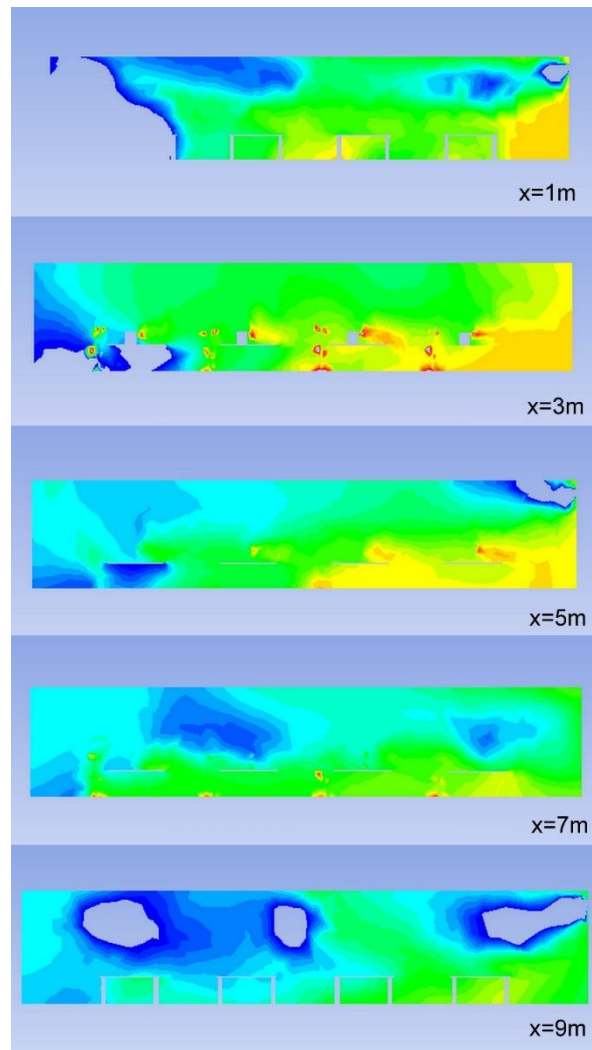


Figura 9.40 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2m.

(Fuente: elaboración propia)

Son curiosos los resultados obtenidos en este caso, claramente se puede distinguir una circulación del aire en forma circular, creándose pequeñas recirculaciones o torbellinos de aire frío, potenciados especialmente a mayores alturas.

Se crea un efecto parecido al caso I – 30° en el que se creaban zonificaciones a temperaturas menores.

ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO III-30° (23-29°C)

**Figura 9.41 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C)
planos verticales situados a la distancia x indicada**

(Fuente: elaboración propia)

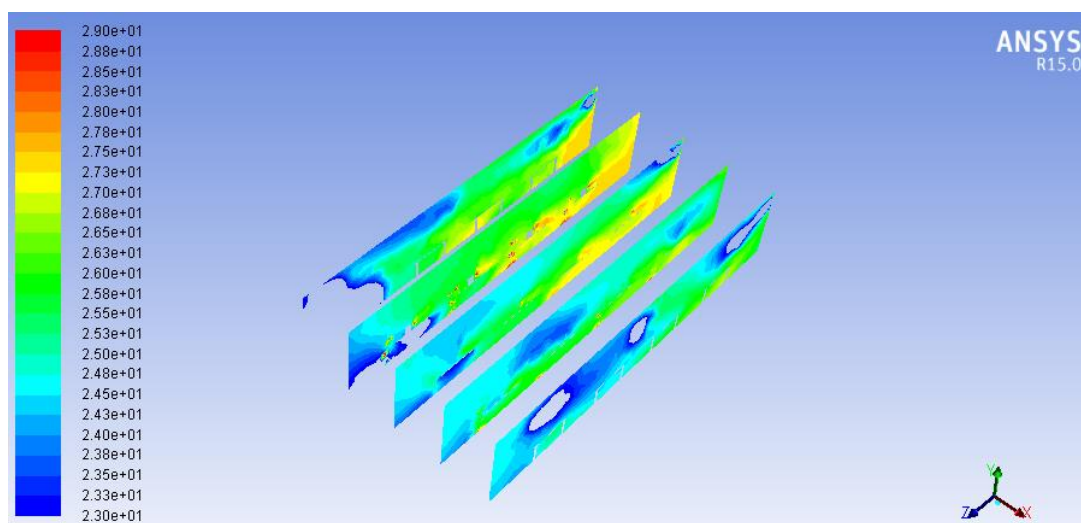


Figura 9.42 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)

(Fuente: elaboración propia)

Esta simulación presenta mejores resultados respecto de los casos descritos anteriormente. El gradiente de temperaturas a lo largo del eje z se presenta más suavizado, excepto en los planos que pasan justo por la salida de aire de los ordenadores que mantienen casi en su totalidad una temperatura alrededor de los 26°C aproximadamente.

La inclinación que les hemos impuesto a las aletas de salida ha creado un efecto positivo en la refrigeración de la sala. El movimiento del aire de impulsión debido a ello crea un mejor efecto de confort térmico.

9.2.2.3.c) Impulsión 60°

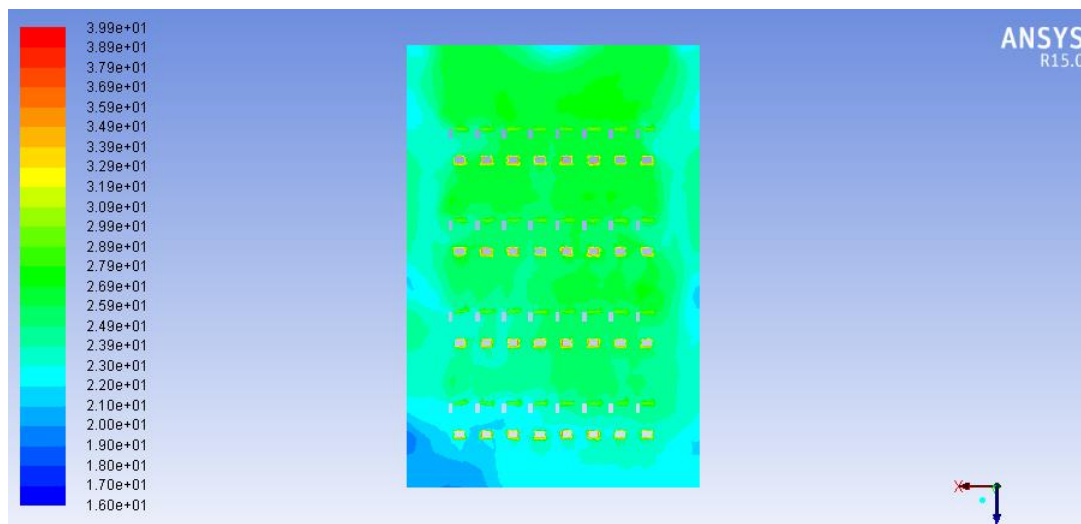


Figura 9.43 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura y=0,8m
(Fuente: elaboración propia)

Siguiendo la lógica del comportamiento del aire, el caso de 60° sería el más favorable para que se produjera el efecto Coanda en las paredes de la sala. De hecho, como se puede apreciar se observa una gran refrigeración en las zonas próximas a las paredes y es debido a ese fenómeno, el cual provoca que el aire se adhiera a la pared de la habitación dando lugar a una menor interferencia con el aire caliente procedente de los ordenadores. El problema es que el resto de la habitación no presenta las mismas características.

El caso de 30° presenta menores puntos de refrigeraciones tan bajas y mayor uniformidad en las zonas más frías. Globalmente la temperatura media del caso de 60° será menor, pero hay que observar que en gran parte es debido a las zonas próximas a las paredes.

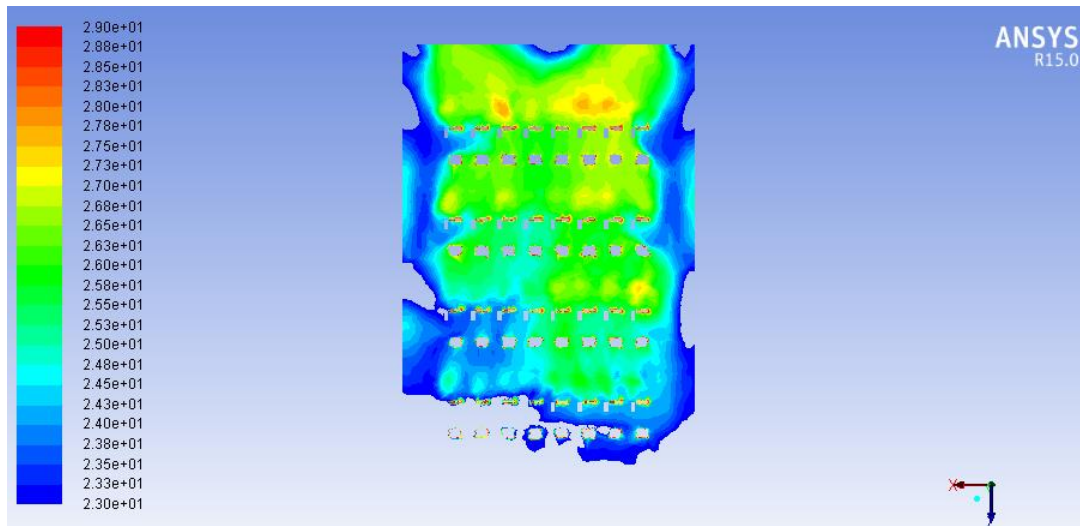
ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO III-60° (23-29°C)

Figura 9.44 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$.
(Fuente: elaboración propia)

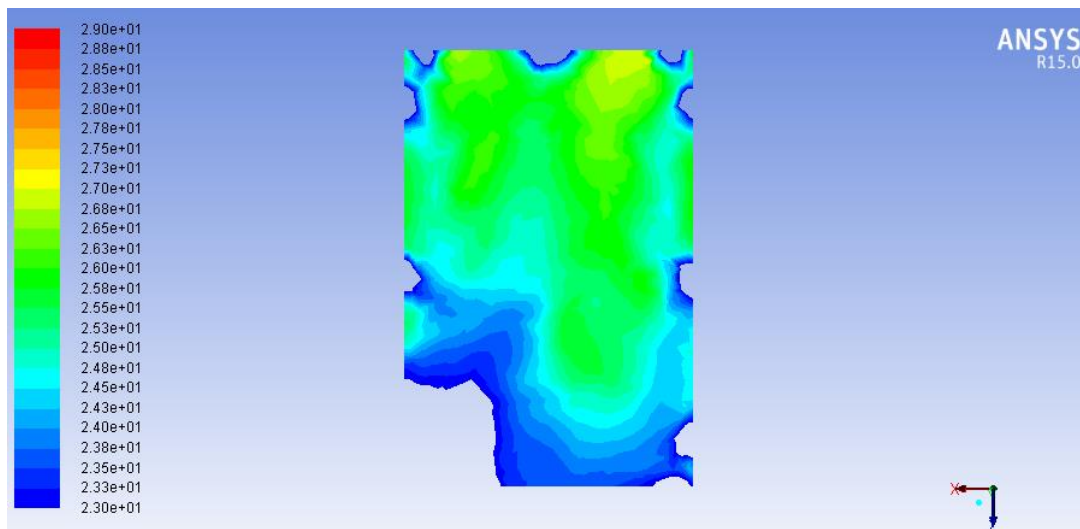


Figura 9.45 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$.
(Fuente: elaboración propia)

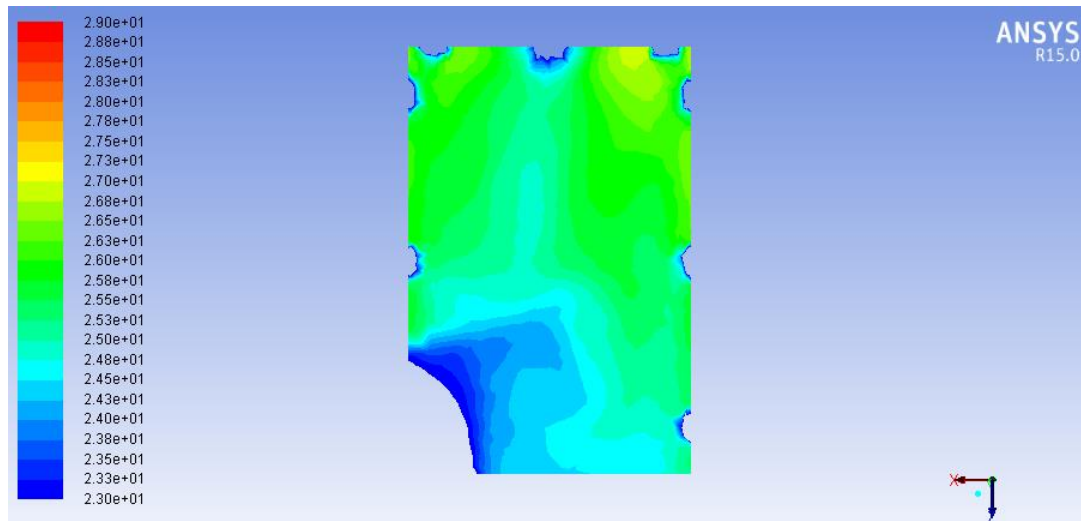


Figura 9.46 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5m$.

(Fuente: elaboración propia)

ISONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO III-60° (23-29°C)

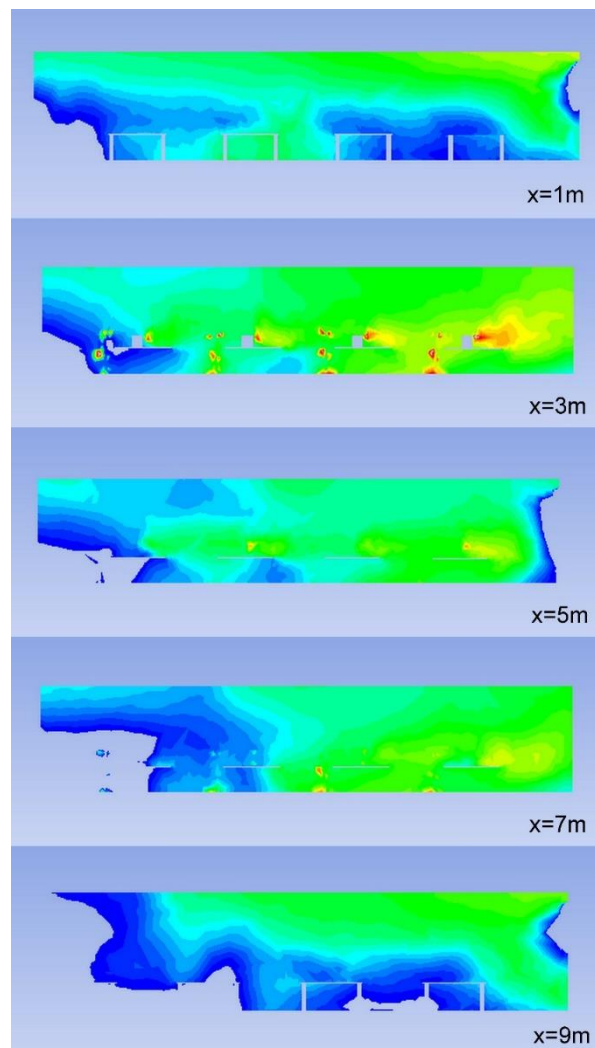


Figura 9.47 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

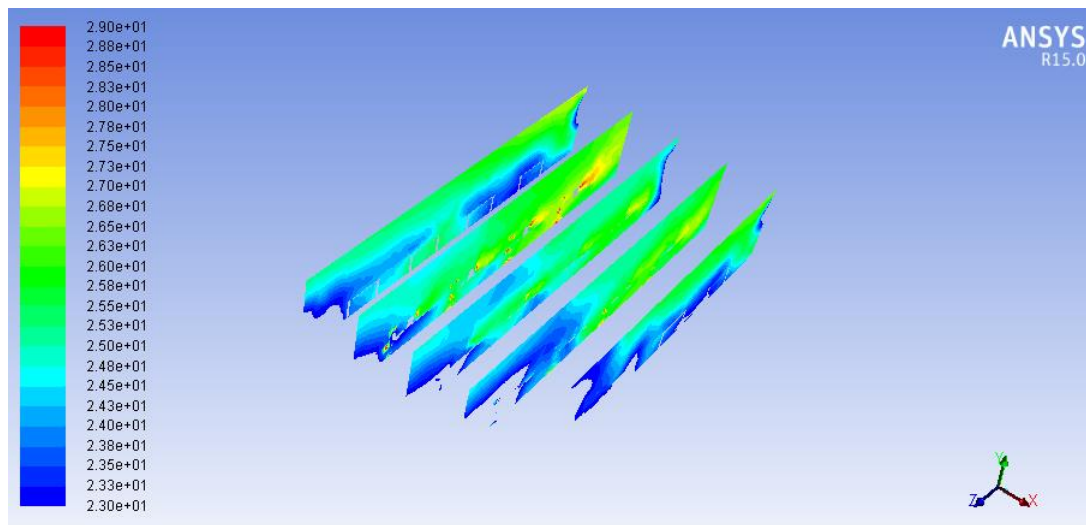


Figura 9.48 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)
(Fuente: elaboración propia)

Como conclusión respecto a esta configuración, el caso más favorable vuelve a ser el que presenta una inclinación de 60° ya que de forma generalizada consigue unas temperaturas más bajas y más próximas al rango de confort térmico. Además es la opción que disminuye en mayor medida las temperaturas tan altas que se han venido dando en la zona posterior.

9.2.2.4. CONFIGURACIÓN REJILLAS CASO IV – IMPULSIÓN CENTRAL

La siguiente configuración propuesta es aquella en la que el aire de impulsión es expulsado por el centro de la parte superior de la sala y se recoge por ambos laterales del techo.

El fin de estudiar este caso radica en el hecho de que para el caso anterior la zona fría abarcaba la parte inferior de la sala, en especial los laterales, quedándose el centro a mayores temperaturas.

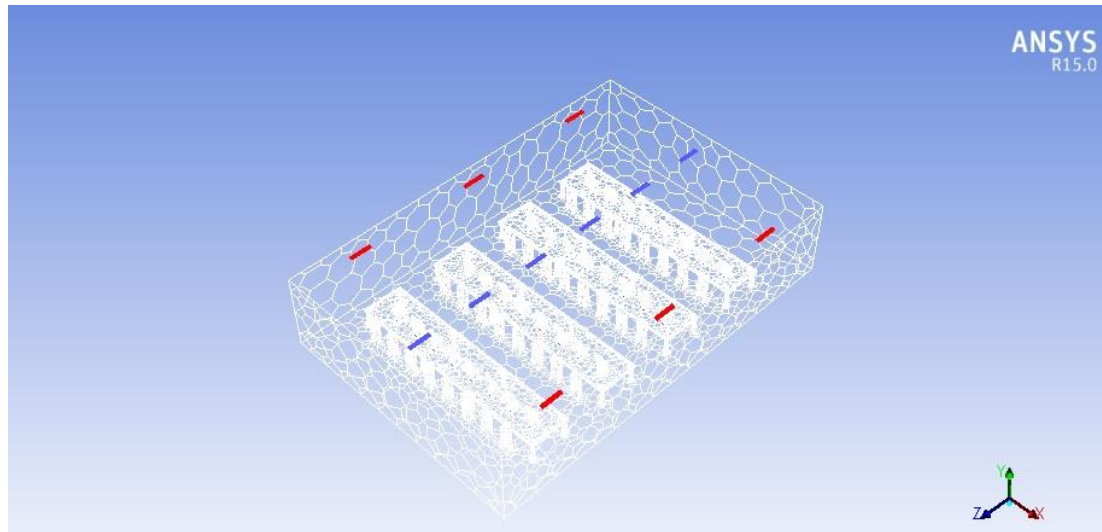


Figura 9.49 – Malla para la configuración del caso IV
(Fuente: elaboración propia)

El plano de temperaturas máximas y mínimas sería el mostrado en la figura 9.50. En él se aprecia menores temperaturas y mayor uniformidad que en los casos ya expuestos.

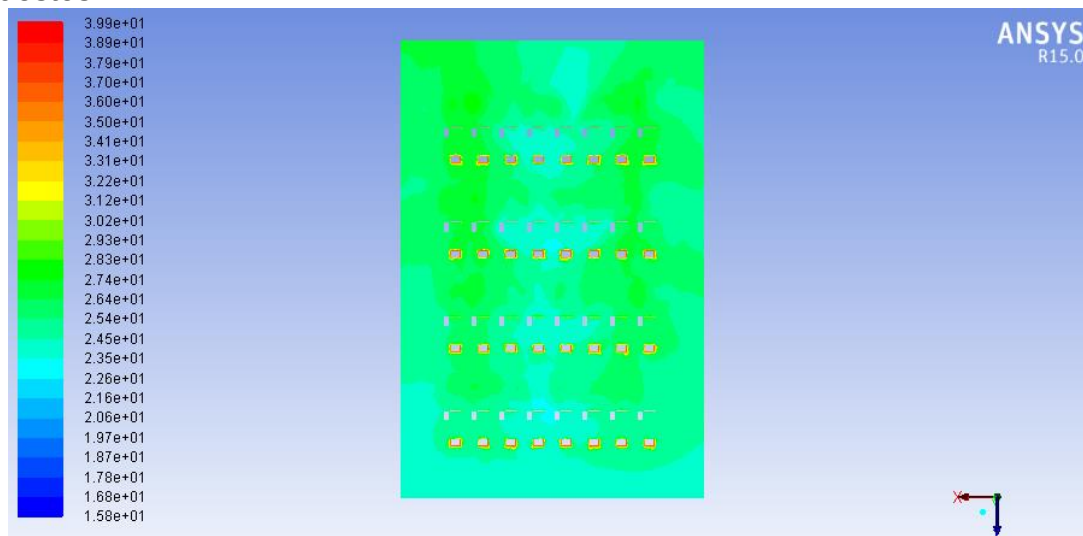


Figura 9.50 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura y=0,8m
(Fuente: elaboración propia)

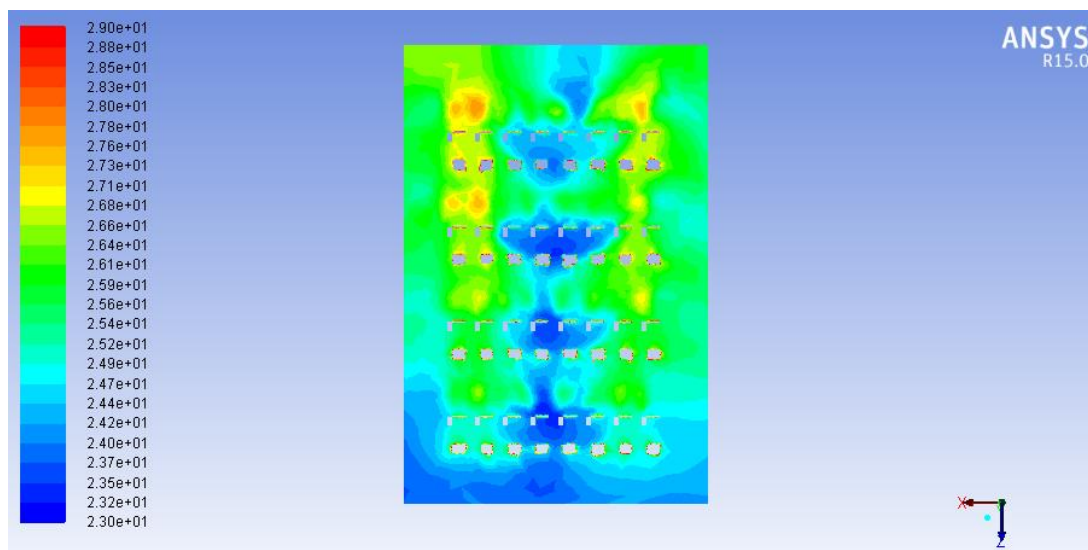
ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO IV (23-29°C)

Figura 9.51 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$.
(Fuente: elaboración propia)

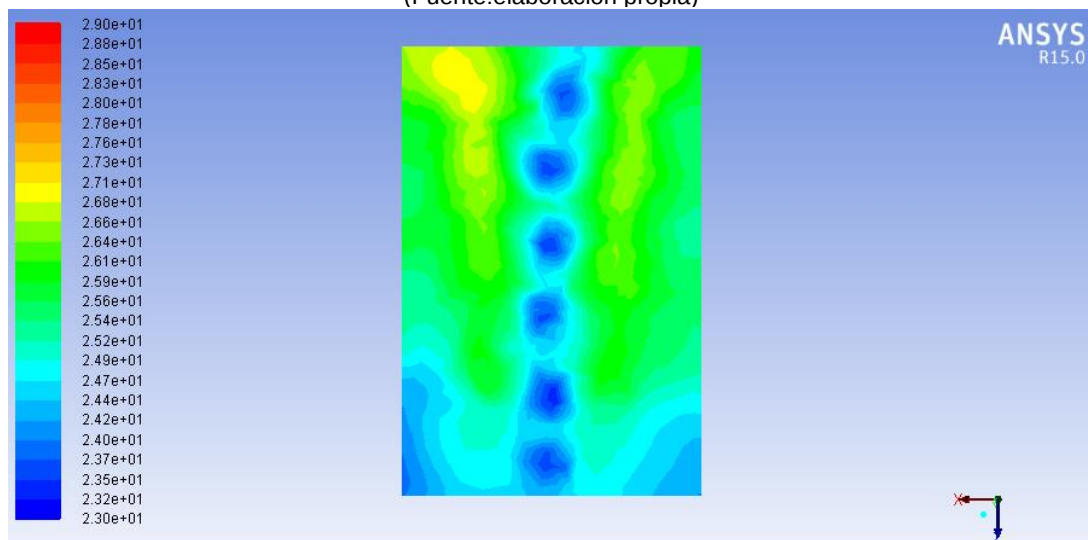


Figura 9.52 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$
(Fuente: elaboración propia)

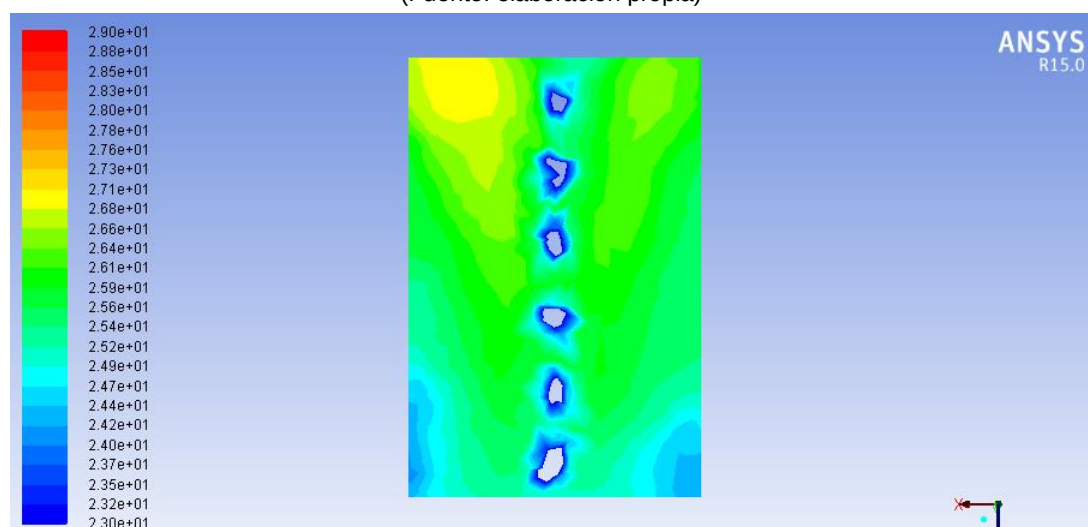


Figura 9.53 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5m$
(Fuente: elaboración propia)

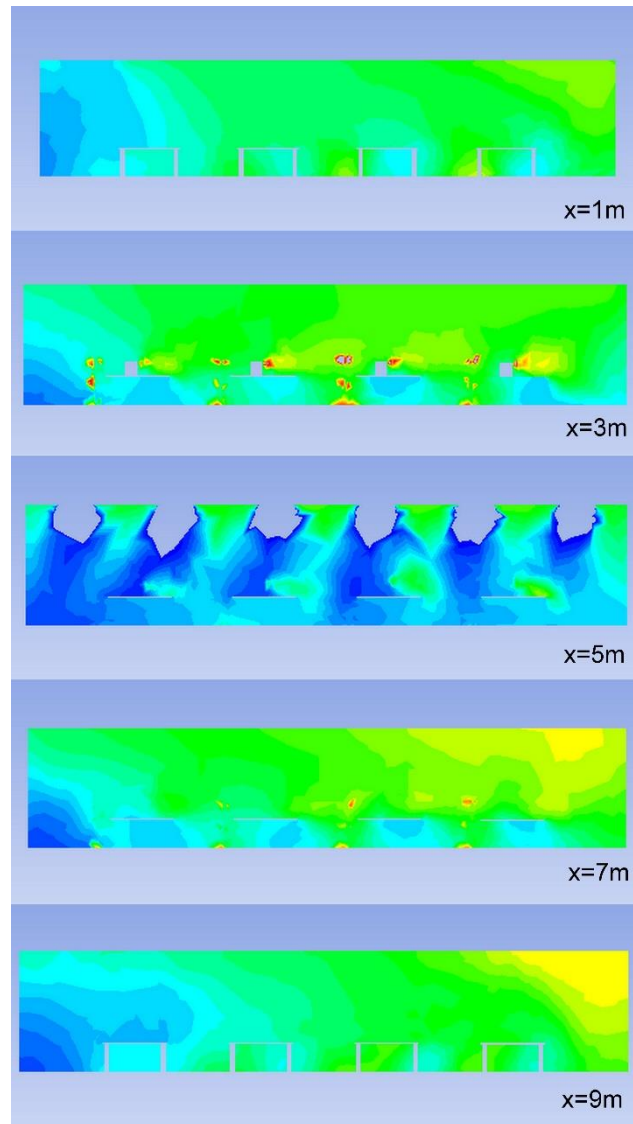
ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO IV (23-29°C)

Figura 9.54 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

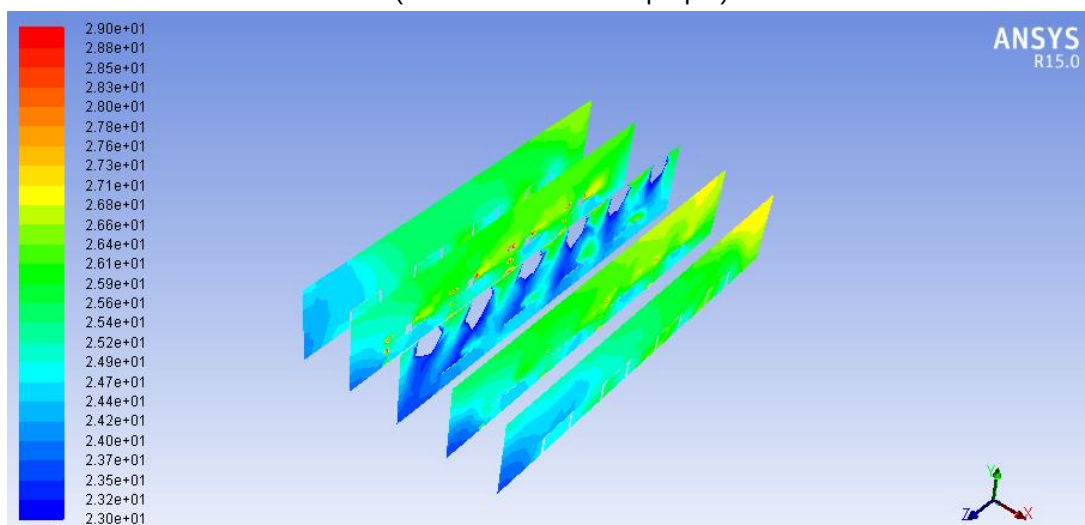


Figura 9.55 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)

(Fuente : Elaboración propia)

Una vez se han analizado todas las imágenes obtenidas en base al estudio de este caso se alcanzan las siguientes conclusiones generales: Por un lado se tiene la ventaja de que la temperatura es menor que para los casos anteriores y más homogénea (no tenemos apenas ninguna zona que supere el valor de los 27°C), claro indicador de que esta posición de refrigeración resulta más eficiente para la sala. Las temperaturas menores se encuentran en el centro de la habitación y en la parte inferior, aumentando en los laterales de la misma.

Se consigue una buena refrigeración en la parte central de la habitación, ya que los chorros de impulsión inciden directamente en esa zona. El problema está en la descompensación de refrigeración en las zonas laterales tal y como queda expuesto en la ilustración 9.54.

Cabe destacar también que se ha conseguido evitar la estratificación de temperaturas tan grande que se tenía anteriormente a lo largo del eje longitudinal de la habitación (hecho que realmente no nos interesaba, pues buscamos que todos los ocupantes estén a la misma temperatura de confort aproximadamente). Al situar las rejillas de impulsión concentradas en una sola línea el caudal total está menos repartido e incide con más fuerza, consiguiendo frenar en mayor medida la fuerza de arrastre provocada por el aire caliente procedente de los ordenadores y evitando así su pronunciada acumulación en la zona posterior.

En esta configuración se presenta también simetría en la solución, un punto más a favor a tener en cuenta.

Es cierto que la temperatura en algunos puntos de la zona central es algo menor de lo que se va buscando, pero colocando las rejillas en la misma posición y repartidas en líneas simétricas a lo ancho de la sala podemos conseguir las mismas zonificaciones pero a mayores temperaturas, ya que el caudal de impulsión por rejilla sería algo menor al haber más rejillas.

Este caso sirve como indicador de que podría ser buena opción la posibilidad de incluir rejillas en ambos laterales de la sala siguiendo la distribución longitudinal presentada en este caso, ya que se podría conseguir una temperatura y distribución uniforme en la sala, sin tanta estratificación.

La temperatura media del volumen fluido es de 25,5°C, considerablemente menor que en los casos ya anteriormente simulados.

9.2.2.5. CONFIGURACIÓN REJILLAS CASO V

En base a las conclusiones obtenidas en los casos anteriores, este caso presenta gran probabilidad de ser de los más ventajosos, pues como se demostró anteriormente el caso IV presentaba temperaturas bastante aceptables y uniformes en la zona donde incidía el chorro. La meta es que al posicionar tres líneas de rejillas repartidas a lo largo de toda la longitud de la habitación se produzca un efecto similar que en el caso II con la diferencia de que se aplicaría a toda la sala de estudio, no solo a la parte central como ocurría en el caso II. Obviamente se darán temperaturas mayores que en esa zona en concreto, pues es el mismo caudal repartido en tres zonas, mientras antes era en una. Mientras se obtenga un resultado uniforme se tomará como aceptable, ya que el bajar la temperatura es cuestión de implantar más caudal.

El aire es impulsado perpendicularmente y con la disposición de rejillas mostrada en la figura 9.56.

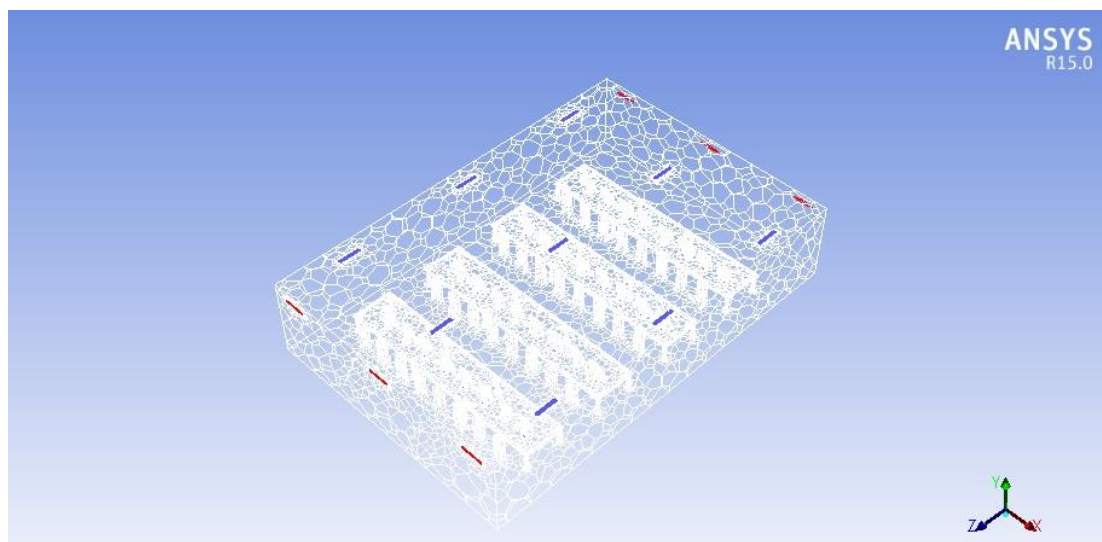


Figura 9.56 – Malla configuración caso V

(Fuente: elaboración propia)

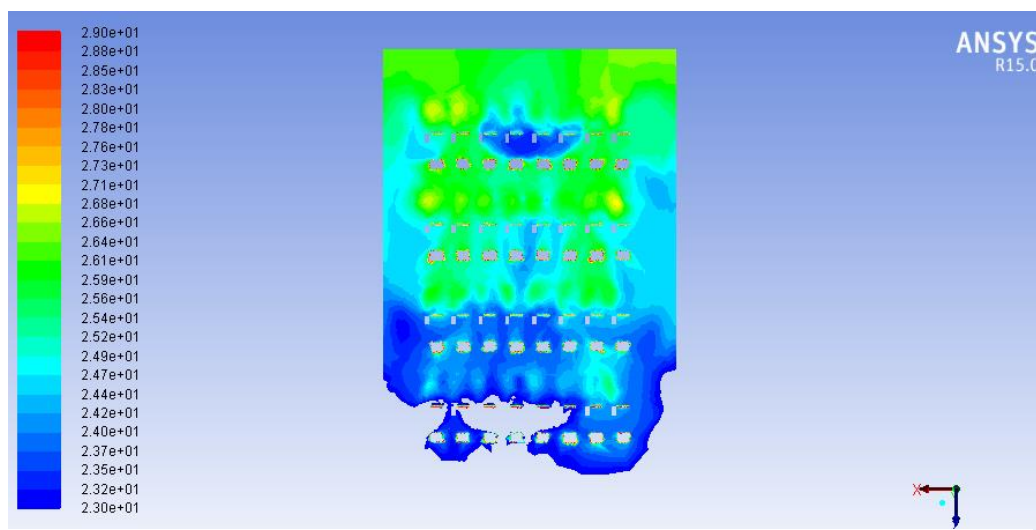
ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO V (23-29°C)

Figura 9.58 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

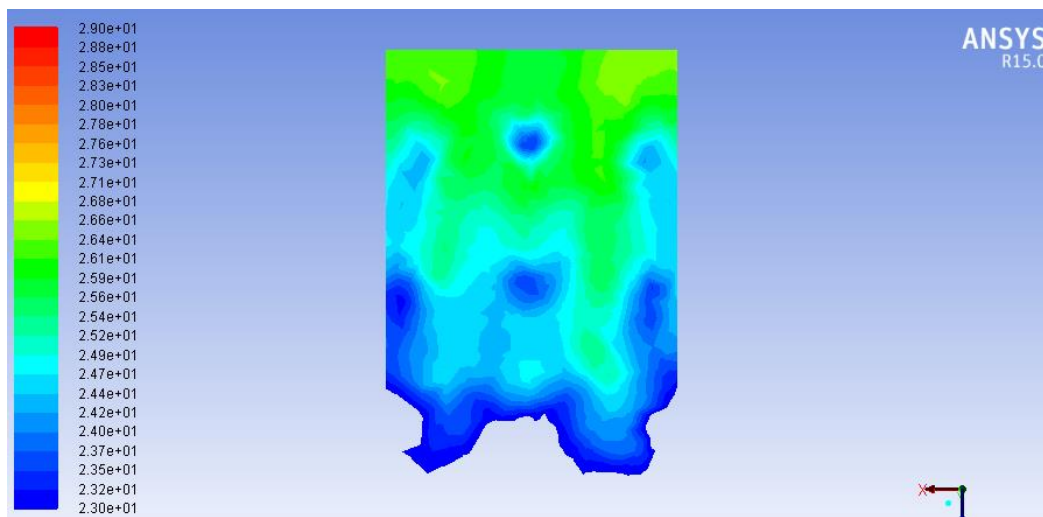


Figura 9.59 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

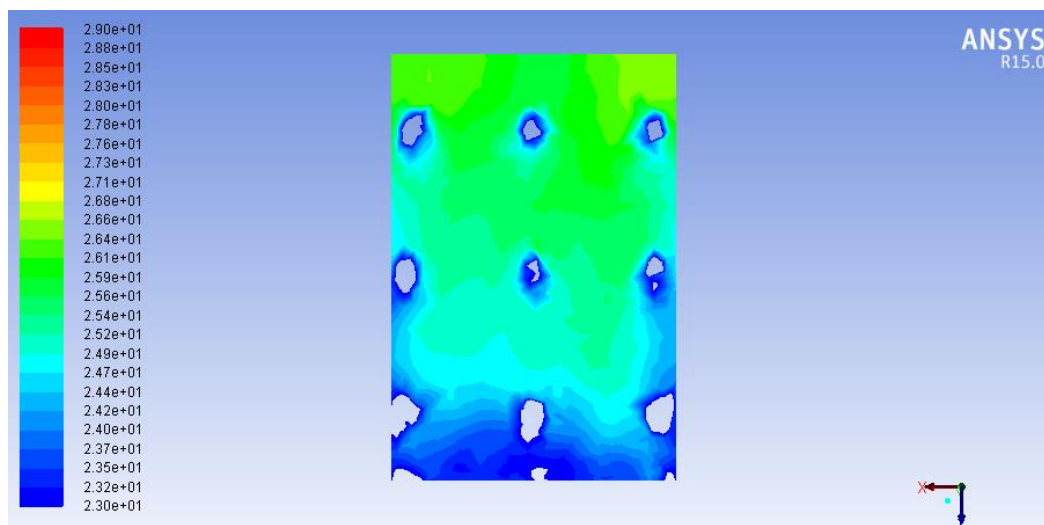
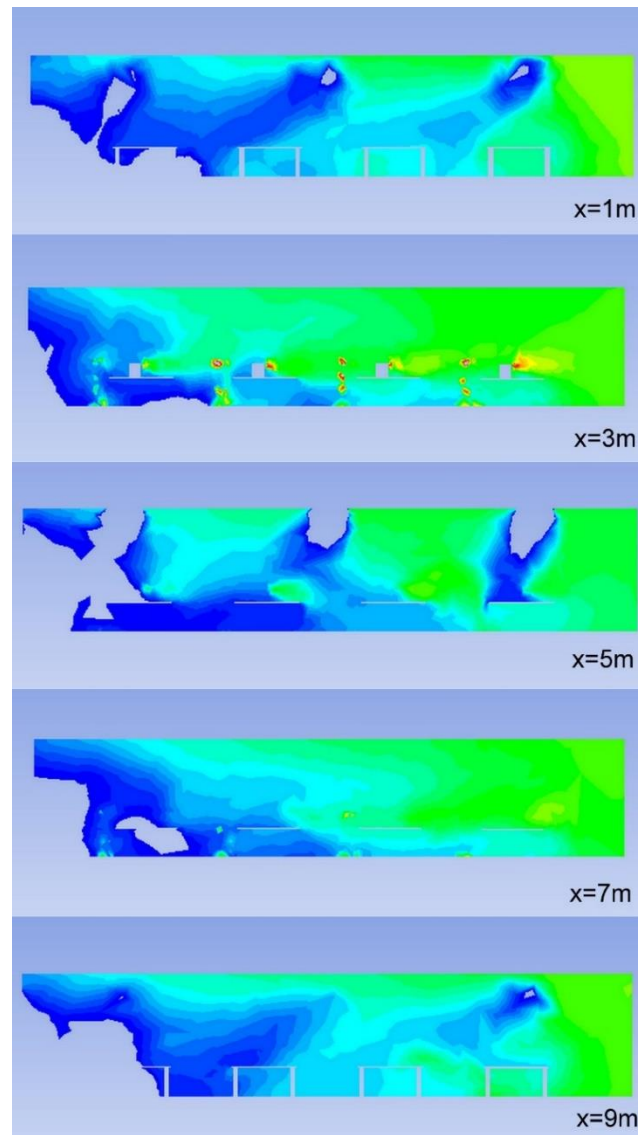


Figura 9.60 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO V (23-29°C)

**Figura 9.61 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C)
planos verticales situados a la distancia x indicada**
(Fuente: elaboración propia)

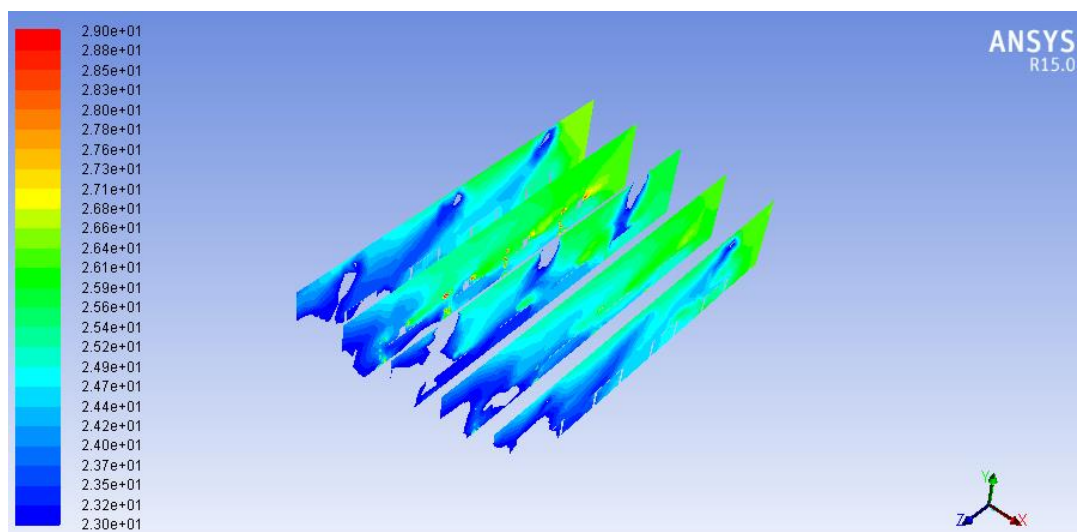


Figura 9.62 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)
(Fuente: elaboración propia)

Como cabría esperar el resultado es bastante uniforme en la sala (en comparación con los casos anteriores) y la temperatura en general es menor y más próxima en la mayor parte de la habitación a una temperatura de confort. Se sigue produciendo el efecto de la subida de temperatura conforme vamos aumentando en la dirección negativa del eje Z, es decir, se repite el patrón de todos los casos debido al efecto calorífico de los chorros de aire caliente expulsados de las torres de ordenador, aunque en esta ocasión el efecto calorífico de estos es atenuado en mayor medida.

Se aprecia de forma clara que el aire frío toma la dirección del eje Z positivo, este es obligado por el aire caliente que hay recirculando en la zona posterior a desviarse en la dirección que se ha comentado, produciendo que, aunque se reparte de manera bastante más homogénea que en casos anteriores, las temperaturas más bajas se vuelvan a encontrar en la zona anterior del habitáculo creando así un pequeño gradiente de temperatura.

Los puntos claramente a favor son que el gradiente de temperaturas para este caso no supera la diferencia de 3 ó 4°C (exceptuando varios puntos localizados de salida de aire caliente); y que exceptuando la parte anterior que si alcanza los 22°C, el resto de la habitación se mantiene a una temperatura medianamente aceptable y dentro de los rangos de confort establecidos.

La temperatura media que tenemos en la habitación es de 297,82 K que equivalen a 24,7°C, temperatura media menor que en todos los casos anteriores estudiados.

La zona de confort abarca mayor área que en las simulaciones anteriores.

Para intentar eliminar, en la medida de lo posible, la acumulación de aire a mayor temperatura en la zona posterior y conseguir mayor uniformidad, he simulado el mismo caso pero añadiéndole en la zona posterior tres rejillas más que impulsan aire en la dirección opuesta a la dirección de expulsión de los ordenadores (parecido al caso III).

En la imagen 9.63 se puede distinguir la misma malla con sus salidas en rojo y sus entradas en azul.

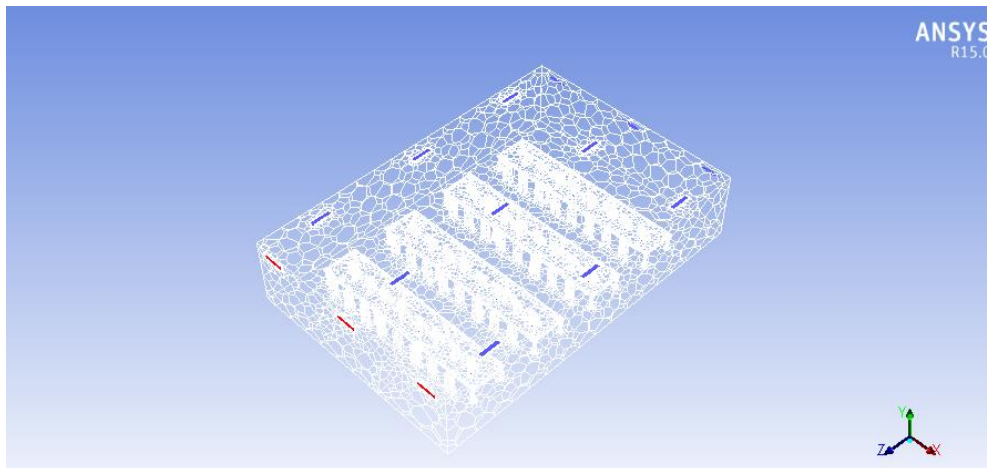


Figura 9.63 – Malla para configuración del caso V con modificaciones

(Fuente: elaboración propia)

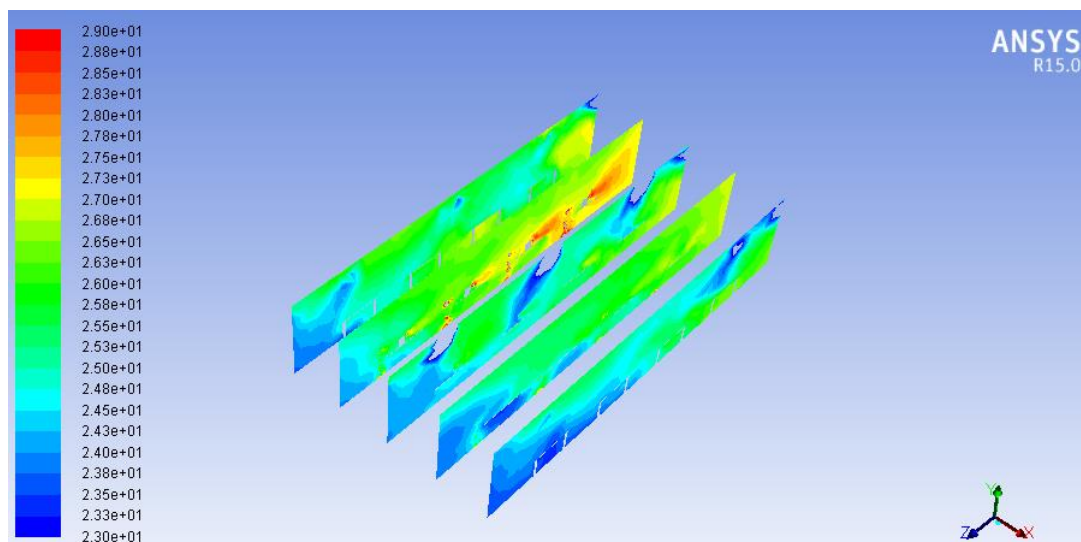


Figura 9.64 – Vista en perspectiva de isocontornos de temperaturas en planos verticales (23-29°C)

(Fuente: elaboración propia)

La ilustración 9.64 muestra que el resultado no es exactamente el esperado. La temperatura media obtenida es más alta que en el caso anterior y se presentan más diferencias entre zonas “frías” y zonas “calientes”. El motivo de no haber conseguido el resultado esperado se debe a que al haber más zonas de impulsión para un mismo caudal, éste sale con menos cantidad de movimiento y velocidad. Esta situación presenta el inconveniente de que el aire impulsado presenta menor resistencia a ser arrastrado por las corrientes de aire caliente y así ser confinado hacia la zona anterior con mayor fuerza, dando lugar a mayores gradientes de temperatura.

Entre este caso y el anterior, se elige el anterior ya que la zona de confort térmico abarca mayor volumen.

En última instancia se ensaya el caso V pero dotando de inclinación a las lamina de salida, inclinadas en la misma dirección de salida de los ordenadores. Puede ser interesante estudiar esta opción para comprobar la mejora en el problema de

acumulación de aire caliente en la zona posterior de la sala. Se va a simular con inclinación de 30° y 60°.

- INCLINACIÓN DE 30°

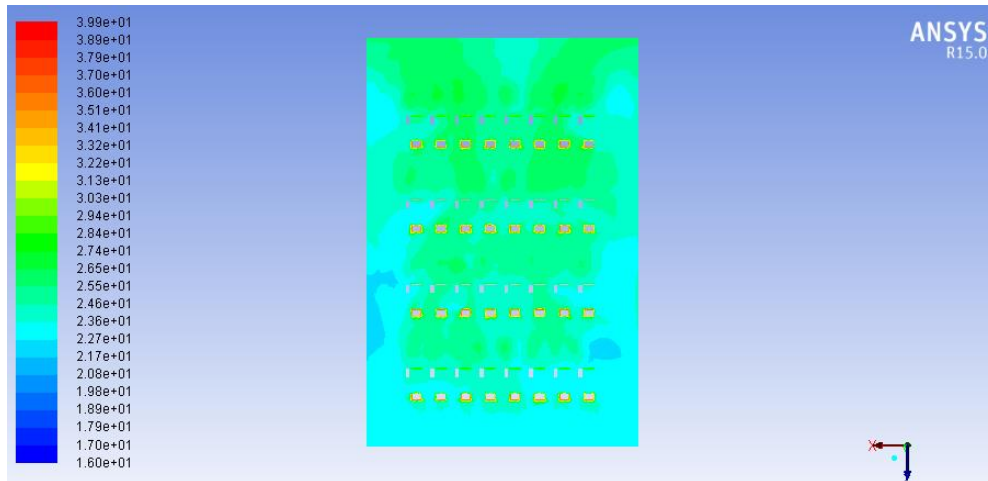


Figura 9.65 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO V- 30° (23-29°C)

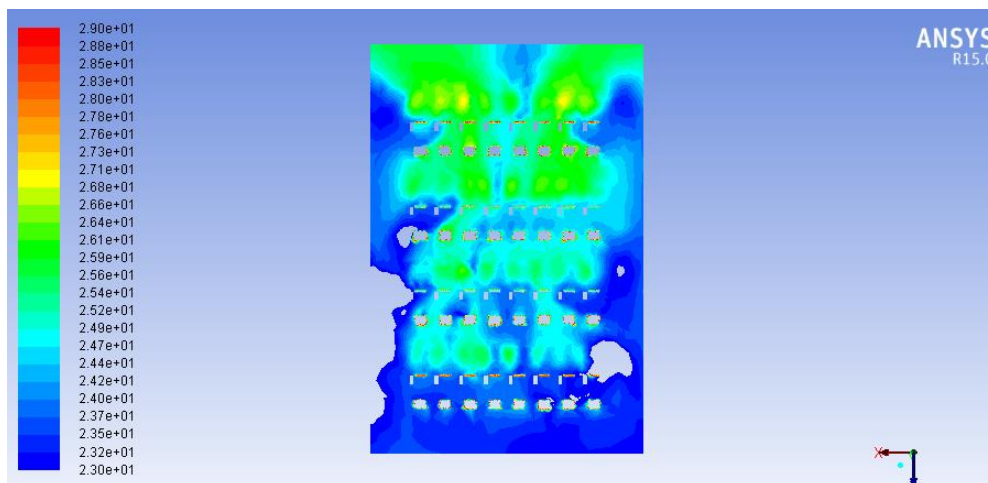


Figura 9.66 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$.
(Fuente: elaboración propia)

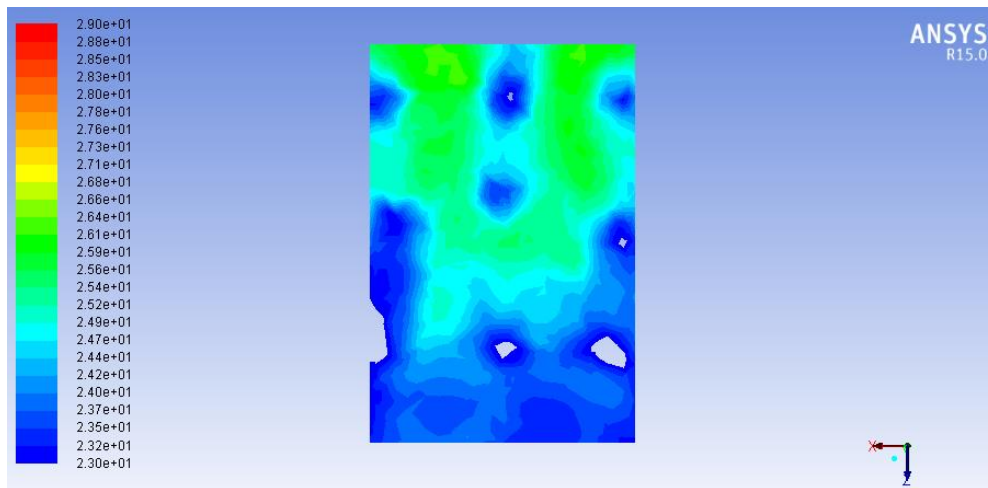


Figura 9.67 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=1,5m.
(Fuente: elaboración propia)

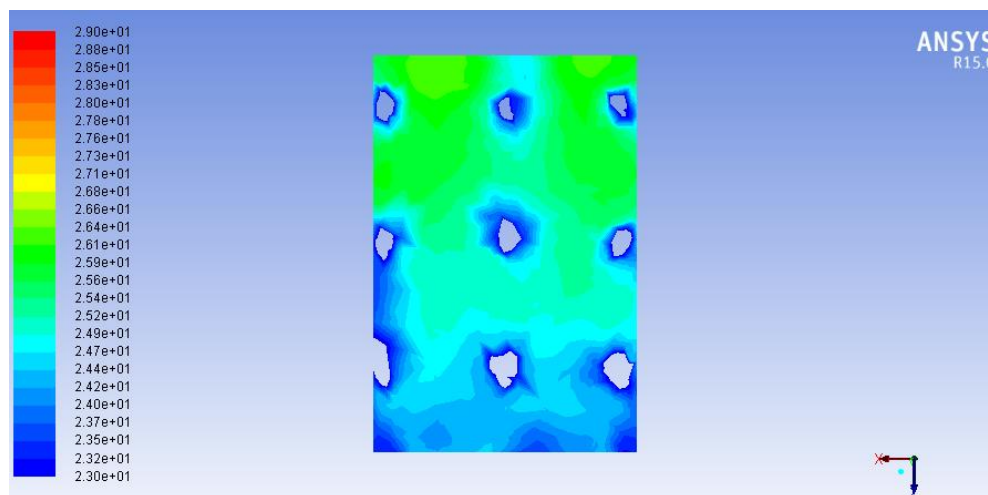
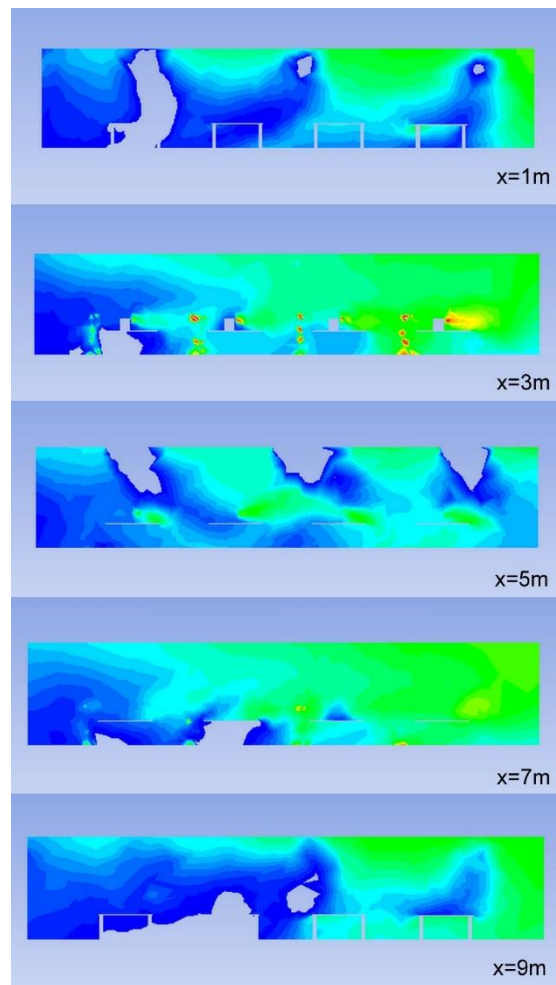


Figura 9.68 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a y=2,5m.
(Fuente: elaboración propia)

En base a las ilustraciones 9.66, 9.67 y 9.68 de los resultados horizontales ya se puede apreciar resultados más uniformes y con mayor zona refrigerada que en el caso V. Al llevar los chorros una inclinación y estar distribuidos simétricamente crean un “plano” de aire “frío”.

ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO V- 30° (23-29°C)

**Figura 9.69 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C)
planos verticales situados a la distancia x indicada**

(Fuente: elaboración propia)

La temperatura media obtenida es de 24,68°C, prácticamente similar al caso V. Al presentar la impulsión inclinación respecto a la horizontal y en la misma dirección de salida del flujo calorífico de los ordenadores, dicho flujo debe tener más fuerza para cambiarle la dirección al flujo de impulsión. Esto provoca que el aire de impulsión presente mayor resistencia a cambiar su trayectoria.

- INCLINACIÓN DE 60°

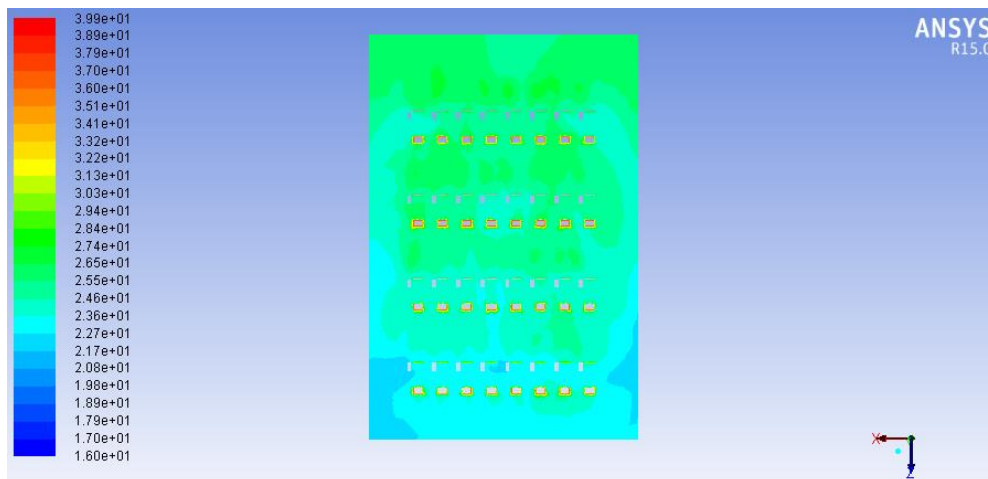


Figura 9.70 – Isocontorno de temperatura (16-40°C) para una altura $y=0,8m$
(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO V- 60° (23-29°C)

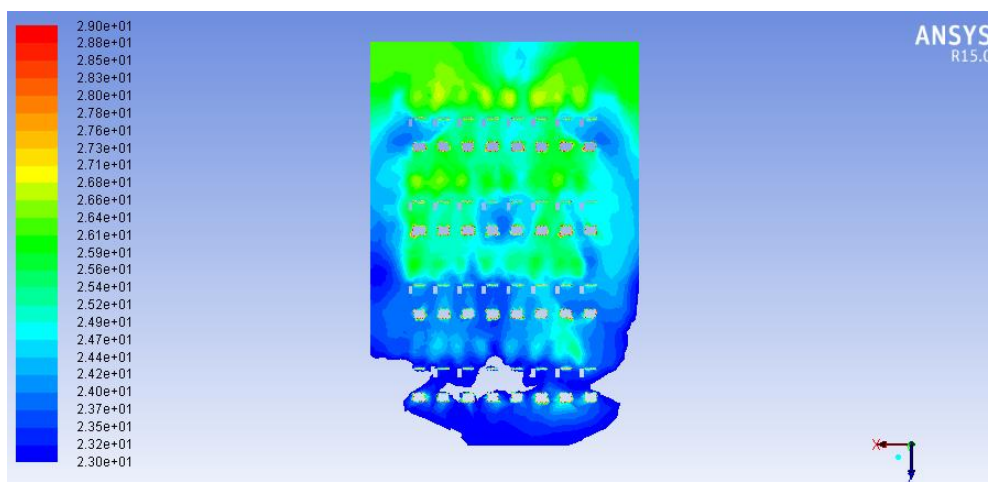


Figura 9.71 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8m$.
(Fuente: elaboración propia)

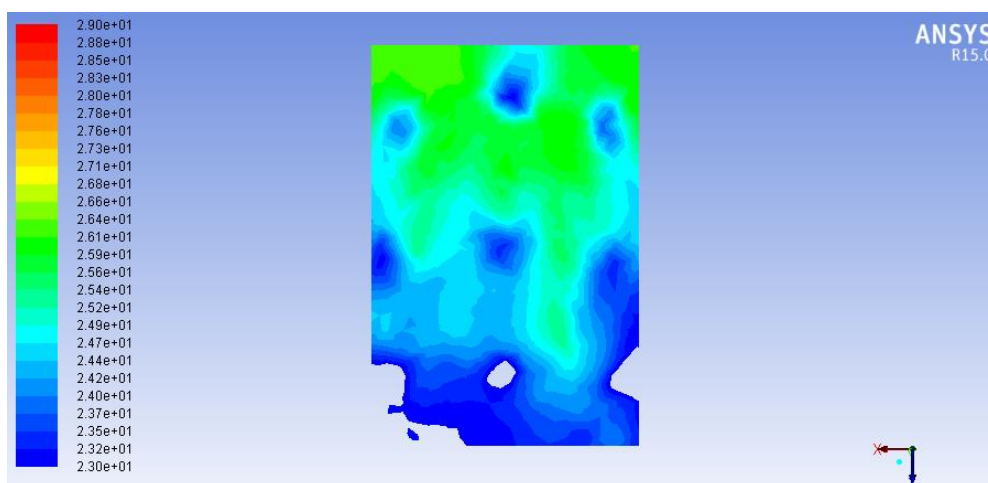


Figura 9.72 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5m$.
(Fuente: elaboración propia)

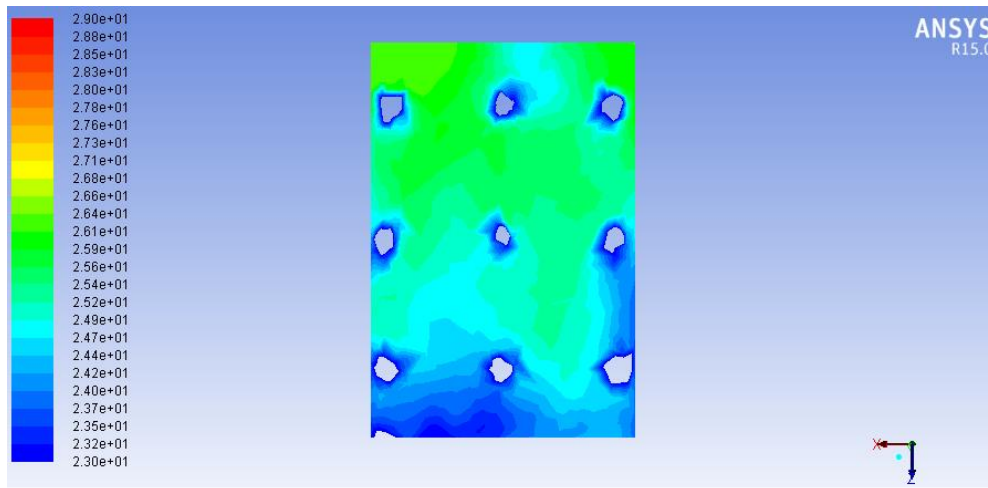


Figura 9.73 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$.
(Fuente: elaboración propia)

ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO V- 60° (23-29°C)

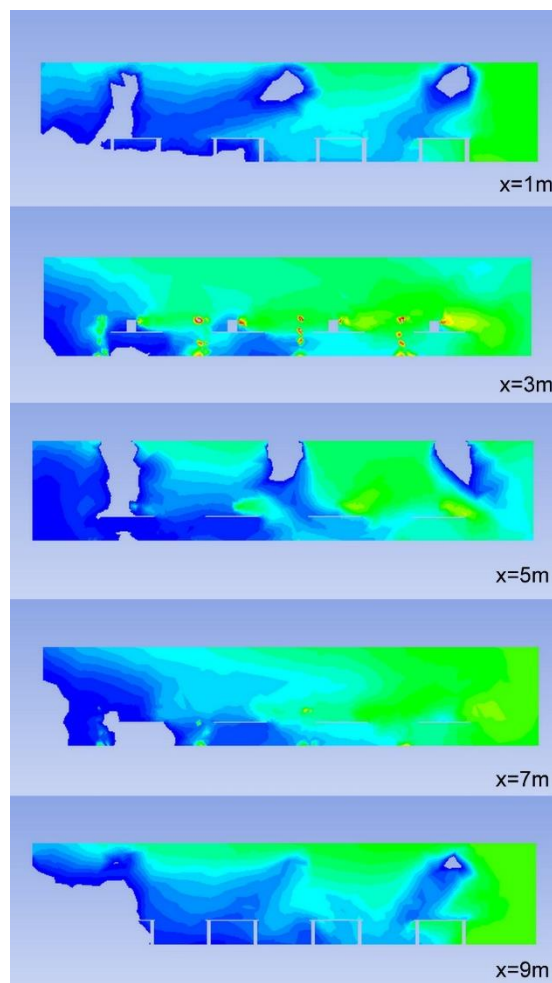


Figura 9.74 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada
(Fuente: elaboración propia)

Si se comparan las figuras 9.69 y 9.73 para la opción de 30° y 60 ° respectivamente se aprecia como la opción de 30° presenta mayores regiones de zonas “frías”. Además la estratificación a lo largo del eje z es menor manteniéndose prácticamente similar en el eje Y. También se ha simulado el caso para una inclinación de 15° pero los resultados no han sido satisfactorios

La menor estratificación a lo largo del eje longitudinal de la habitación para el caso de 30° se debe a la menor inclinación de las lamas. Al presentar una inclinación más próxima al techo permite una mejor distribución del aire a lo largo de este hacia la dirección Z negativa; es por ello que permite un mejor contraataque sobre la bolsa de aire caliente que se crea en la zona posterior.

De hecho, se añade la figura 9.75 para que se pueda comparar estos tres casos sobre los que se está debatiendo. En la imagen se aprecia cómo, tanto para el caso de impulsión perpendicular como con una inclinación de 60°, el chorro de impulsión se ve obligado a cambiar su dirección hacia la parte anterior debido a la impulsión de los ordenadores. Sin embargo, el caso de 30° sigue desviando su inclinación pero se consigue que aun produciéndose un ligero cambio direccional el chorro haga efecto en esa zona. Se obtiene como conclusión que el ángulo afecta positivamente a contrarrestar el cambio direccional producido y como consecuencia dotar de un mejor reparto del aire frío a la habitación.

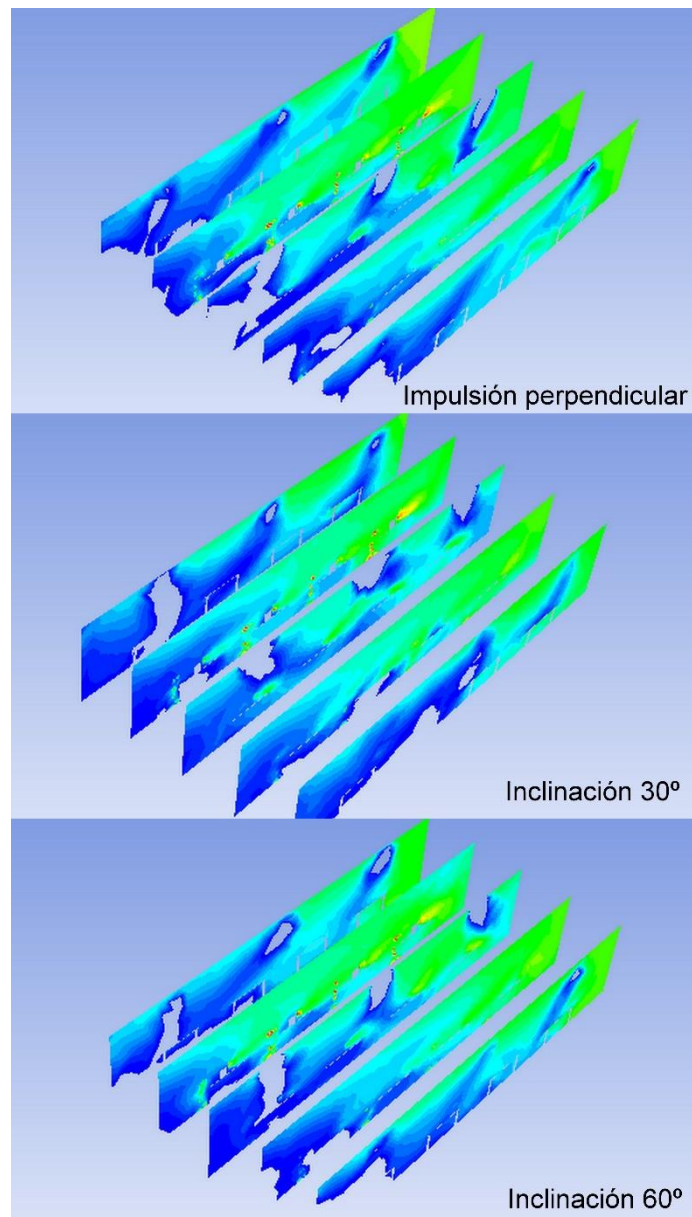


Figura 9.75 –Comparación de isocontornos de temperaturas (23-29°C) para planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

La figura 9.76 muestra los tres casos anteriores comprendidos en el rango de la temperatura de confort que previamente se ha establecido, en la ilustración se muestra un rango con un valor mínimo de 23°C y un valor máximo de 25°C. La función de la imagen 9.76 no es mas que comprobar cuál es la opción que posee mayor volumen de aire comprendido en ese rango, ya que esa será la opción más beneficiosa para los usuarios.

Es cierto que los tres casos son muy similares, pero el que presenta mayor volumen en el rango de confort es el caso que presenta una inclinación de 30°.

El caso de 60° presenta muchas regiones en la zona posterior con una temperatura mayor a 25°C (zonas que no aparecen dibujadas en la figura 9.76).

Recordar de nuevo que los huecos que se ven no son más que zonas que están a mayor o menor temperatura del rango establecido, por eso no aparecen dibujadas.

Como conclusión final se decide escoger como el caso más idóneo la configuración de rejillas del caso V que presenta una inclinación de 30° hacia el eje Z negativo. De todas las opciones analizadas se ha elegido por ser el caso que mayor volumen de confort presenta, el que posee una temperatura media en la habitación más idónea y homogénea y por ser aquel en el que se encuentra una estratificación menor del aire.

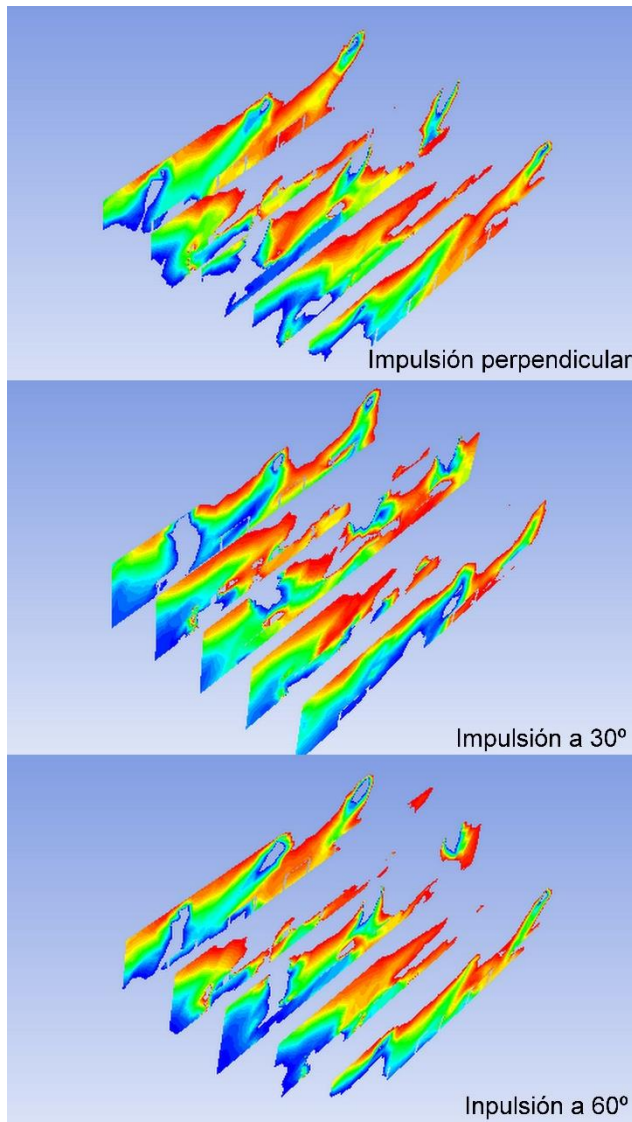


Figura 9.76 –Comparación de isocontornos de temperaturas (23-25°C) para planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

9.2.2.6. CONFIGURACIÓN REJILLAS CASO VI – SPLIT DE TECHO

Como último caso de estudio he decidido simular la diferencia que habría al utilizar un Split de techo. Lo he dejado en el último lugar ya que es el que normalmente se suele utilizar para refrigeración en aulas grandes, de hecho, en la universidad es este tipo el que hay implantado.

En este tipo de configuración el aire sería expulsado por las cuatro rejillas laterales (azul) y su retorno estaría colocado en la rejilla central (rojo).

La figura 9.77 muestra la configuración de la habitación para este tipo de Split.

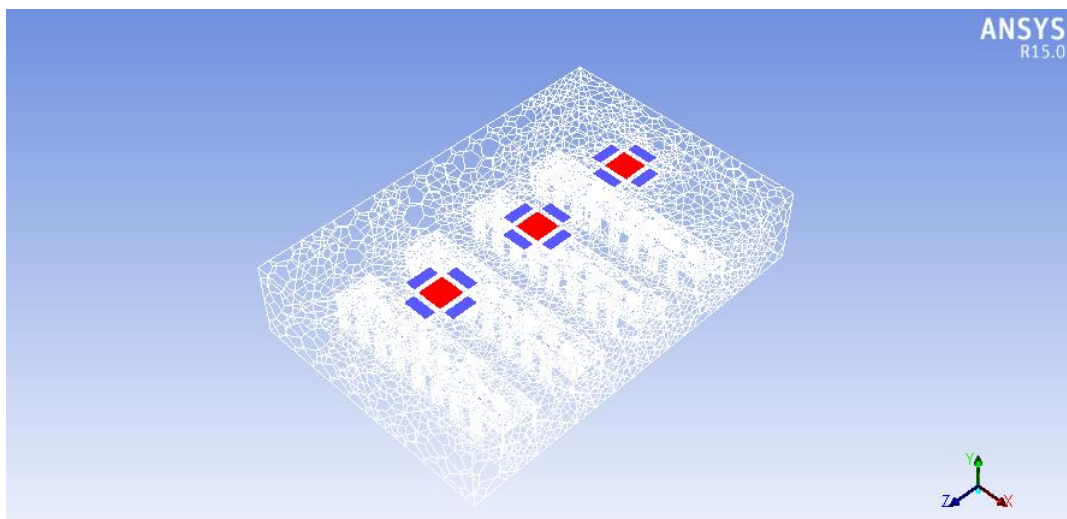


Figura 9.77 – Malla para la configuración del caso VI

(Fuente: elaboración propia)

Se ha decidido poner 3 aparatos ya que estos tipos de Split son de mayores dimensiones y abarcan mayor potencia. De hecho en una prueba inicial he simulado con un menor y mayor número de ellos y el resultado se quedaba corto. Para el caso de menor número de aparatos se creaba unas pocas zonas de aire frío cerca del Split pero había mucha diferencia de temperaturas con el resto de la sala, y para mayor número de ellos al tener que repartir el mismo caudal entre más impulsores salía con poca fuerza y arrastraba el aire frío hacia la parte anterior de la habitación.

Es por eso por lo que se ha decidido que la mejor configuración, haciendo un balance entre fuerza de impulsión y homogeneidad en la habitación, sería la que se ha mostrado en la figura 9.77 justo arriba.

El funcionamiento de este tipo de Split es sencillo. Como he citado anteriormente el aire de impulsión es expulsado por las cuatro rejillas laterales (color azul) dotándolo de cierta inclinación respecto del techo, mientras que el aire de retorno se recogería por la rejilla central (color rojo). Por cada rejilla lateral sale $\frac{1}{4}$ del caudal total establecido por cada aparato, para así dotar de uniformidad a la salida del aire.

En un primer ensayo establecí como ángulo de salida (respecto del techo), un valor para este de 60° . La sala estaba a una temperatura media de 36°C aproximadamente, esto se debía a que por las fuerzas de arrastre de la corriente de aire caliente procedente de los ordenadores y por la proximidad con la corriente de aspiración, el caudal de impulsión era absorbido directamente casi en su totalidad por las rejillas de aspiración instantes después a su impulsión.

Debido a este problema, decidí probar con ángulos de salida comprendidos en un rango entre 15 y 30° , dándome el mejor resultado para 20° , que de hecho es el que he fijado para esta configuración de rejillas.

Para un ángulo en las aletas de 20° respecto del techo y un caudal de salida uniforme entre las 4 impulsiones los resultados han sido los siguientes.

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO VI (23-29°C)

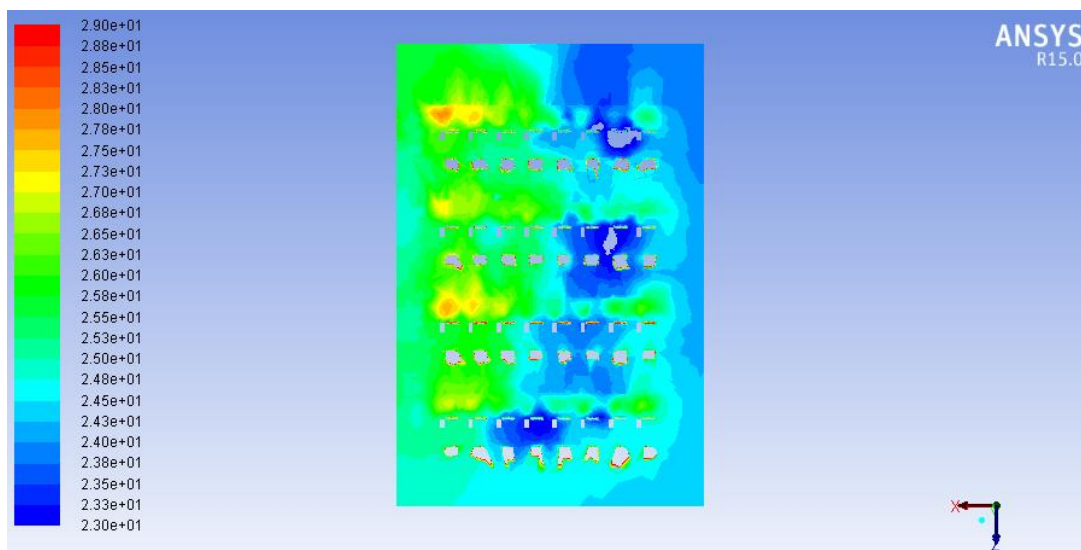


Figura 9.78 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$

(Fuente: elaboración propia)

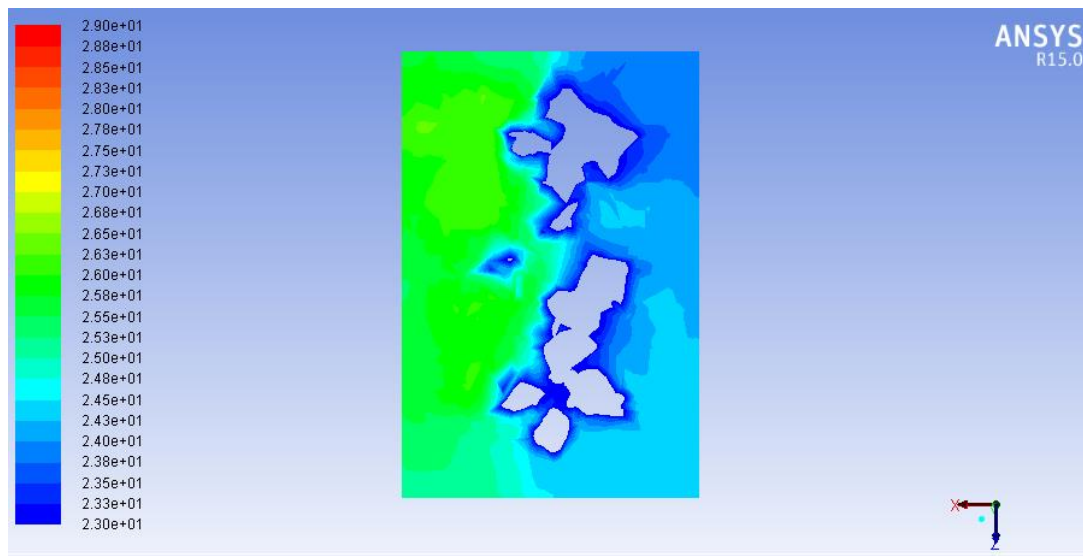


Figura 9.79 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

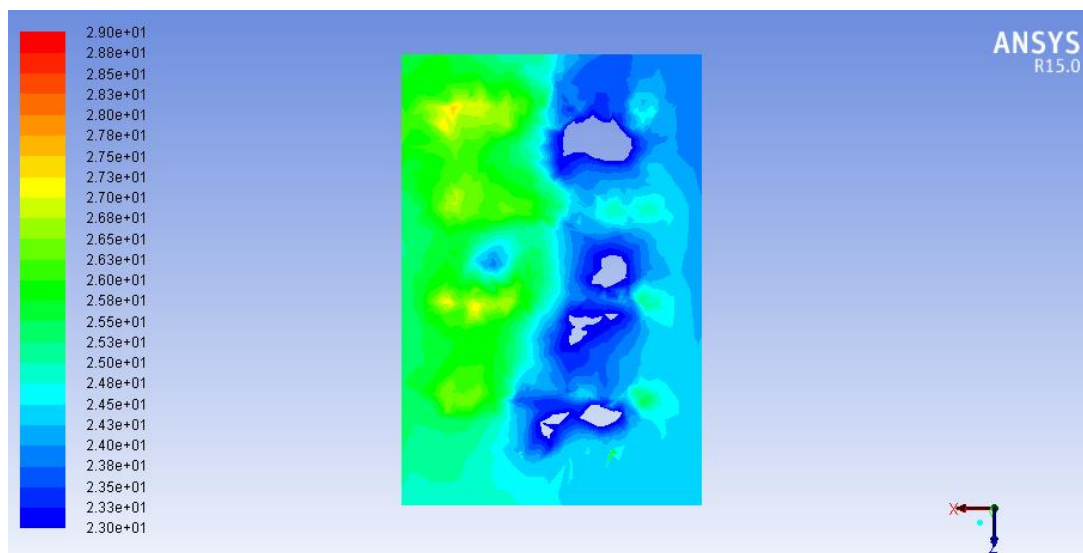


Figura 9.80 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

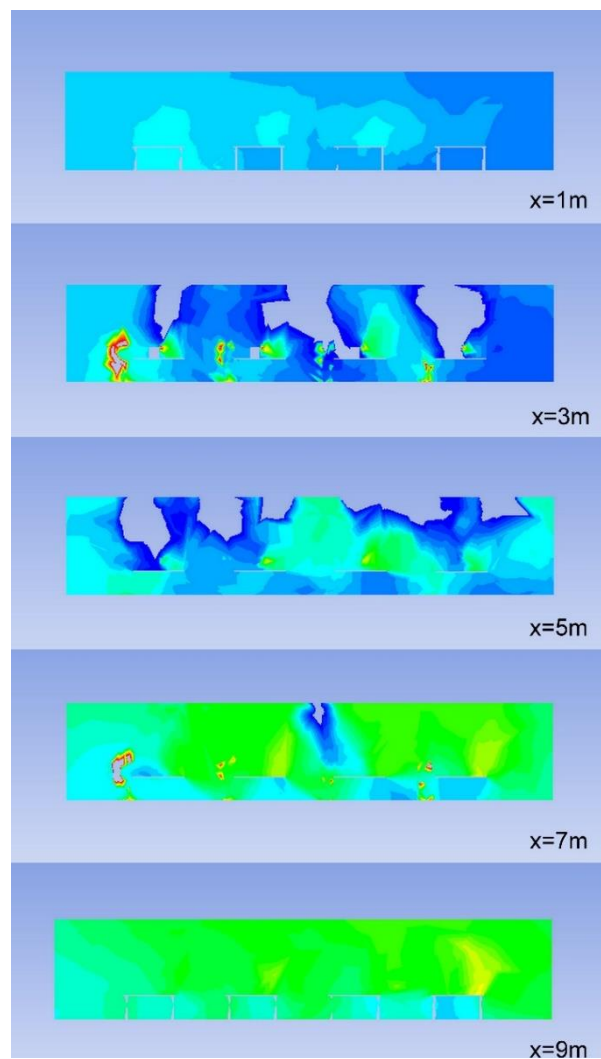
ISOCONTORNOS PLANOS VERTICALES CASO VI (23-29°C)

Figura 9.81 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

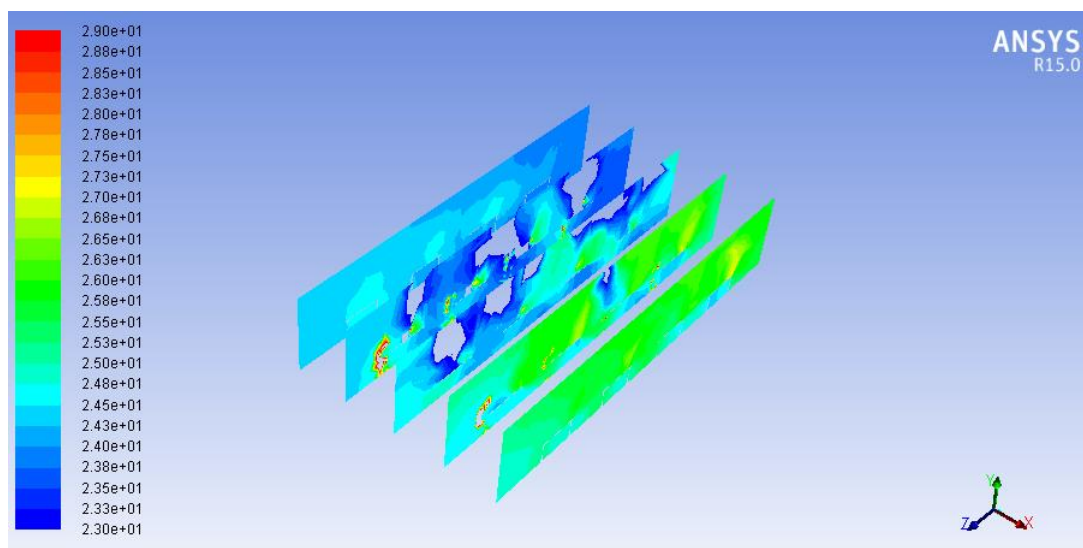


Figura 9.82 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada (Fuente: elaboración propia)

La temperatura media en este caso toma el valor de 24,77 °C.

En la figura 9.81 se aprecia como desde la parte central hasta la parte izquierda de la sala se obtiene el rango de temperaturas deseado. Se tienen temperaturas que no sobrepasan el valor de 25°C y un reparto mayormente homogéneo exceptuando zonas localizadas a menor temperatura de la requerida. El problema aparece en la parte derecha de la sala, aquí las temperaturas se encuentran unos grados por encima del valor límite de confort deseado. Es cierto que la estratificación longitudinal no es tan marcada como en casos anteriores, pero la diferencia de temperaturas a lo largo del ancho de la habitación no es deseable para el confort térmico que se busca.

Este fenómeno, en mayor medida, es debido a una posible circulación del aire obligada por el flujo “caliente” expulsado por los ordenadores el cual obliga al aire frío a confinarse en una región, particularmente en este caso, en la parte izquierda. Las venas de impulsión se desplazan arrastrando el aire que las rodea (aire secundario), con el consiguiente aumento de caudal y reducción de la velocidad. Es también por esto el confinamiento en la zona izquierda, por el gran volumen de aire secundario con el que se encuentran a su paso.

Para optimizar el problema de la no homogeneidad en la habitación se propone implementar una **impulsión de caudal no uniforme**, es decir, el caudal de cada rejilla de impulsión dependerá de la posición en la que se encuentre la misma. Atendiendo a los resultados obtenidos anteriormente se impondrá un porcentaje del caudal total para cada salida.

Analizando las figuras de los isocontornos horizontales y verticales se interpreta que por ejemplo, las salidas 2 y 3 podrían necesitar de mayor flujo másico de impulsión para intentar bajar la temperatura en esas zonas y contrarrestar con mayor intensidad los efectos del “aire caliente”; mientras que en las salidas 1 y 4 podría reducirse dicho flujo.

Si el caudal total corresponde al 100%, se establece que el caudal correspondiente a las salidas denominadas como “1” es del 34%, para las salidas “2” del 24%, para las salidas “3” un valor del 37% y por último para las salidas en la posición “4” el valor restante del 5% del caudal total. Estos porcentajes los he obtenido a base de prueba y error e ir probando distintas configuraciones de los mismos hasta llegar a la configuración que más se adecuaba a las necesidades buscadas.

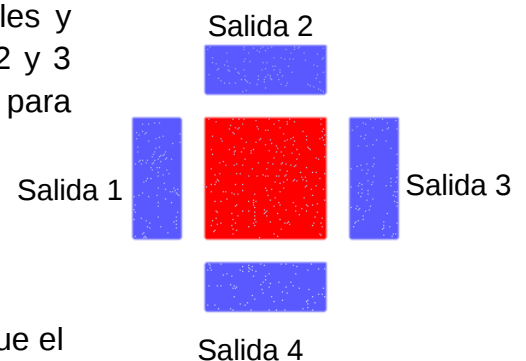


Figura 9.83 – Disposición bocas de impulsión y aspiración caso VI
(Fuente: elaboración propia)

Se pretende de esta manera satisfacer de manera más específica las necesidades de cada zona.

A continuación se muestran los resultados obtenidos, con una temperatura media en la sala de 24,22°C. Se ha reducido la temperatura media 0,6°C aproximadamente respecto al caso uniforme.

ISOCONTORNOS PLANOS HORIZONTALES CASO VI

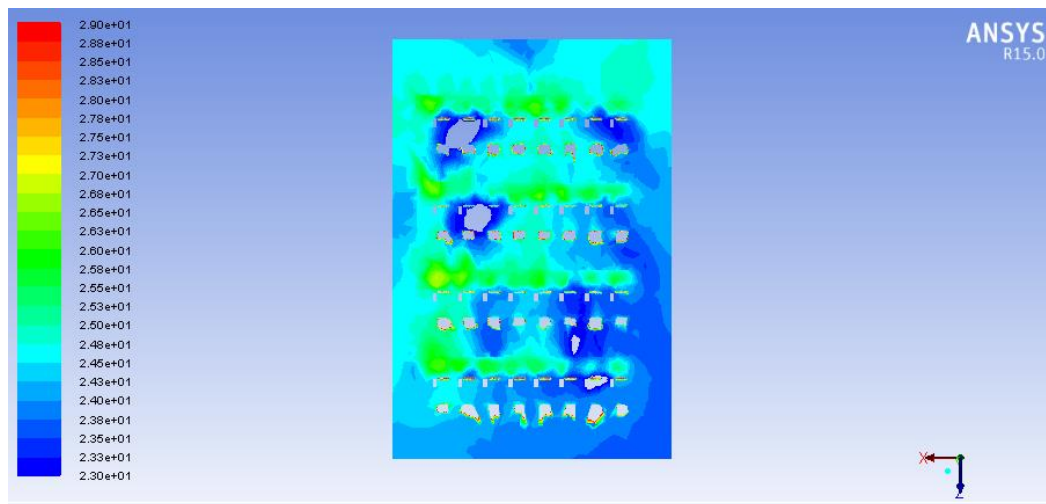


Figura 9.84 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=0,8\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

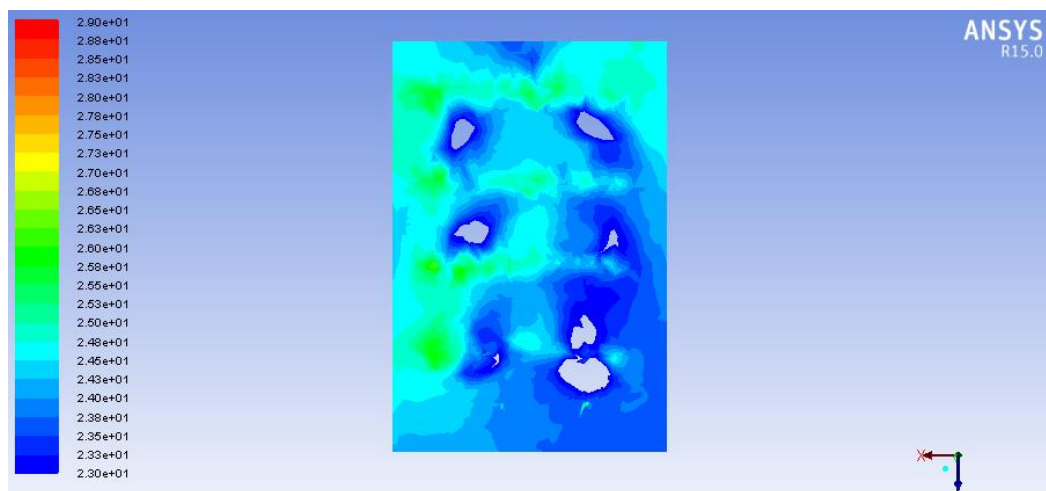


Figura 9.85 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=1,5\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

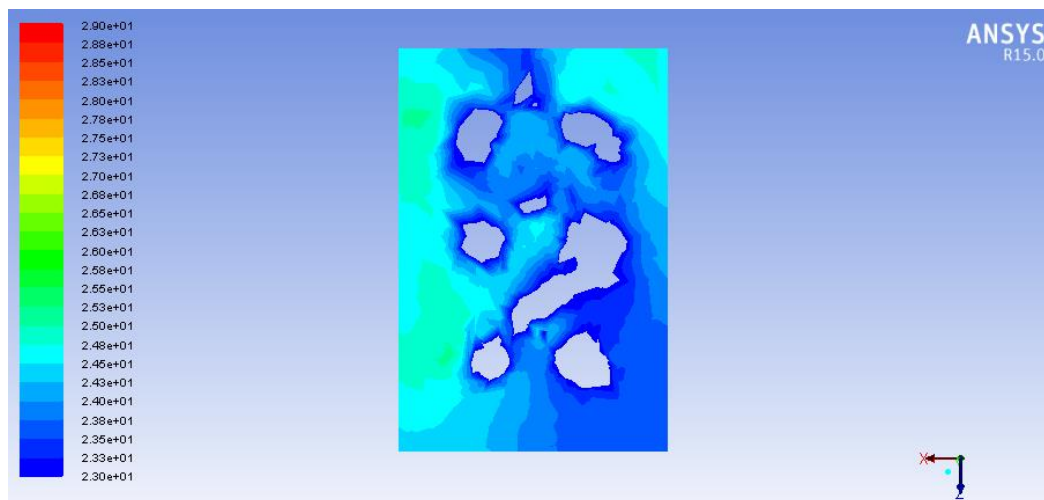


Figura 9.86 - Isocontorno de temperaturas (23-29°C) para un plano situado a $y=2,5\text{m}$
(Fuente: elaboración propia)

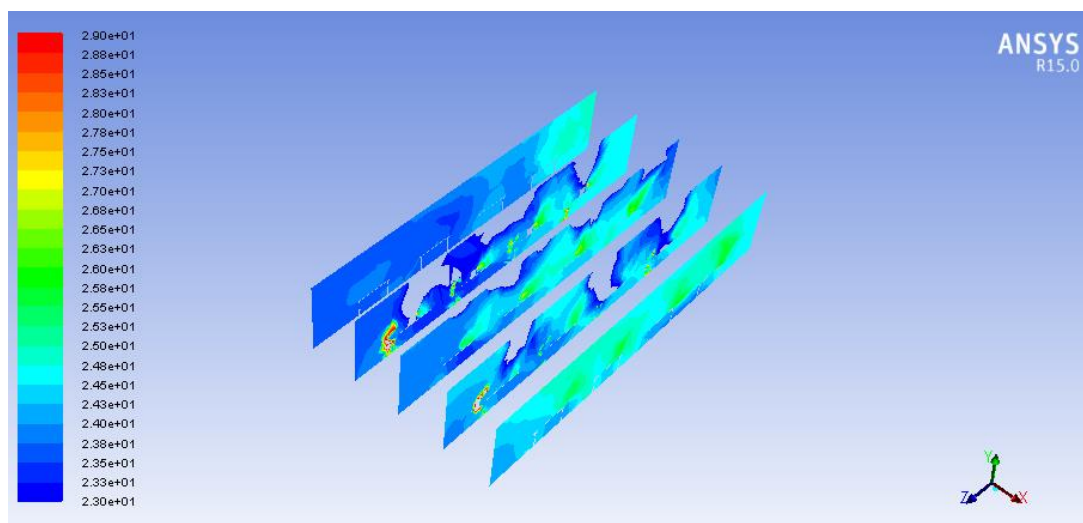


Figura 9.87 – Isocontornos de temperaturas (23-29°C) planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

Si se comparan las figuras 9.82 (correspondiente al caudal de impulsión uniforme) y la 9.87 (referenciada a la impulsión no uniforme zonificada) se aprecia notoriamente que este último caso ofrece mejores resultados, tanto en temperatura como en homogeneidad, ofreciendo a los usuarios un ambiente confortable en la totalidad de la sala. En este caso se evitarían las tan comunes molestias de grandes

diferencias de temperatura en salas “refrigeradas”. De hecho, es muy común zonas sometidas a refrigeración en las que el usuario padece sensación de frío y malestar si se encuentra justo debajo del chorro y sensación de calor en zonas alejadas del mismo.

Este caso si no está en funcionamiento en el mercado tampoco sería muy difícil de implantar. No es más que monitorizar unas válvulas las cuales fueran capaces de regular el caudal en función de las necesidades de cada zona.

Obviamente, es más fácil jugar con la variación de la temperatura en función de las necesidades requeridas, que es lo que hacen los conocidos sistemas *inverter*. El problema es que simular un sistema de climatización *inverter* con *Fluent* es mucho más complejo y requeriría de mayor gasto computacional y tiempo; es por ello que este Trabajo fin de grado solo se ha centrado en variar la posición y número de rejillas con temperatura y caudal uniforme.

La ventaja de los sistemas *inverter* es que el compresor entra en funcionamiento y, según la temperatura de la habitación va descendiendo y acercándose a la temperatura de consigna, un regulador de frecuencia va disminuyendo la velocidad del compresor de forma que la potencia de refrigeración que entrega el equipo se adapta a la que necesitamos en cada momento, con un considerable aumento del confort y del ahorro energético.

Por el contrario, en el sistema no *inverter* el compresor funciona a velocidad máxima para refrigerar la habitación, cuando esta alcanza la temperatura de consigna (la que hemos puesto en el termostato) el compresor se detiene. Más tarde, si la temperatura vuelve a subir, el compresor vuelve a arrancar a máxima velocidad y así sucesivamente.

En la figura 9.88 se muestra la comparación de este último caso con el caso V con una inclinación de 30°, el cual se había considerado la mejor opción de todas las anteriores. Dicha imagen abarca solo un rango de temperaturas desde 23°C a 25°C (rango de confort térmico).

Queda claro que el caso VI abarca mayor zona de confort térmico y con menor gradiente de temperatura, provocando como conclusión directa mayor bienestar térmico a las personas.

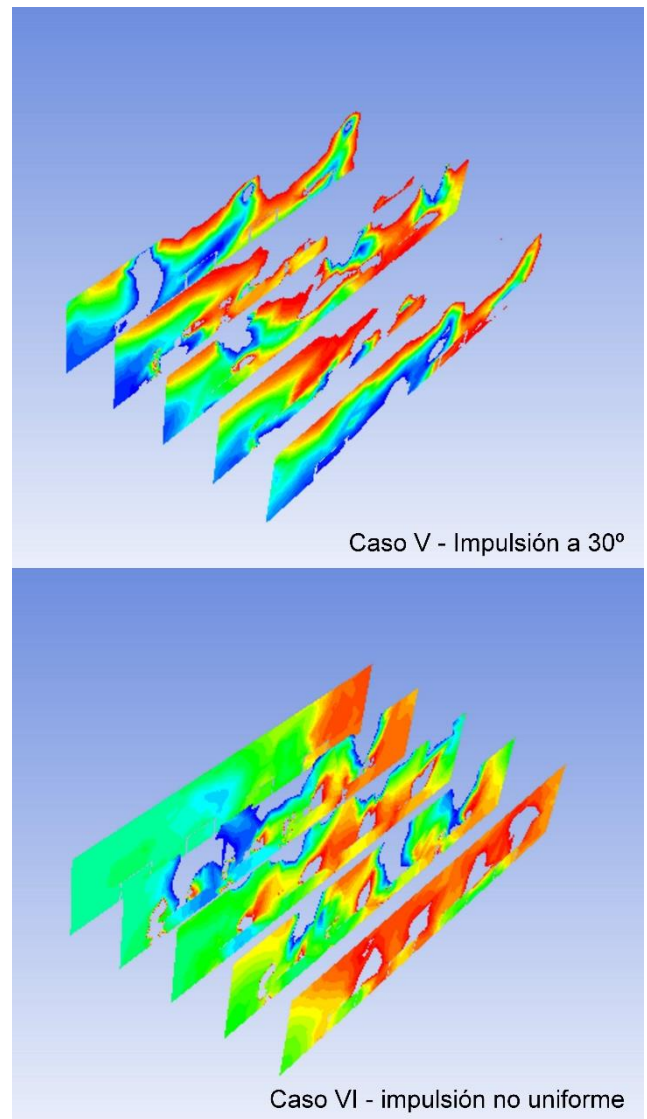


Figura 9.88 –Comparación de isocontornos de temperaturas (23-25°C) para planos verticales situados a la distancia x indicada

(Fuente: elaboración propia)

Hay que tener en cuenta que aunque este trabajo fin de grado se ha focalizado en el estudio y búsqueda del confort térmico de un recinto, el confort en el ambiente no depende solo de la temperatura. El bienestar, a parte de una correcta distribución térmica, depende de otros factores como la calidad del aire, el entorno acústico, luminoso, velocidad del aire, etc.

A continuación se determinan las condiciones de bienestar térmico, según la norma ISO 7730, insistiendo en el hecho de que estas no contemplan las exigencias de ahorro energético.

- Temperatura operativa : - Verano: 23-26°C
- Invierno: 20-24°C.
- Diferencia vertical de temperatura: <2-3°C/m
- Temperatura superficial del suelo: - En general: <10°C
- Velocidad media del aire : -Verano :<0,25 m/s
- Invierno: <0,15 m/s

Por regla general, el mantenimiento de la temperatura óptima en niveles aceptables no resulta tal problema. Sin embargo, es mucho más difícil evitar las quejas debidas a la aparición de molestias térmicas en ciertas partes del cuerpo. Suelen proceder de un exceso de diferencia de temperaturas entre los pies y la cabeza, paredes o suelos excesivamente calientes o fríos y velocidades de aire excesivamente elevadas. Estas molestias térmicas localizadas suelen manifestarse en individuos con un nivel de actividad mantenida, como es nuestro caso.

La velocidad tiene una gran importancia en la sensación de molestia térmica localizada y aparece para valores mucho más bajos de los que se creía hasta ahora. La velocidad del aire se debe medir en un periodo de tiempo no inferior a tres minutos y tomando valores medios de las mediciones tomadas en ese lapso de tiempo. Para asegurar confort respecto a la velocidad del aire, esta no debe pasar de los 0,25 m/s en las zonas de ocupación. Aun así siempre habrá un porcentaje de individuos con molestias.

A continuación se van a mostrar resultados de velocidades para los casos simulados más favorables, tanto para el caso V que presenta inclinación de 30° como para el caso VI con impulsión no uniforme. Se ha decidido sacar planos de isocontornos de velocidades a la altura de la cabeza de las personas, ya que es en estas zonas donde los usuarios acusan mayores molestias por la velocidad del aire. El rango de velocidad en el plano está comprendido entre 0 m/s (azul intenso) y 0,3 m/s (rojo). Las zonas sin color en las siguientes figuras se deben a que estarían sometidas a mayores velocidades de las establecidas.

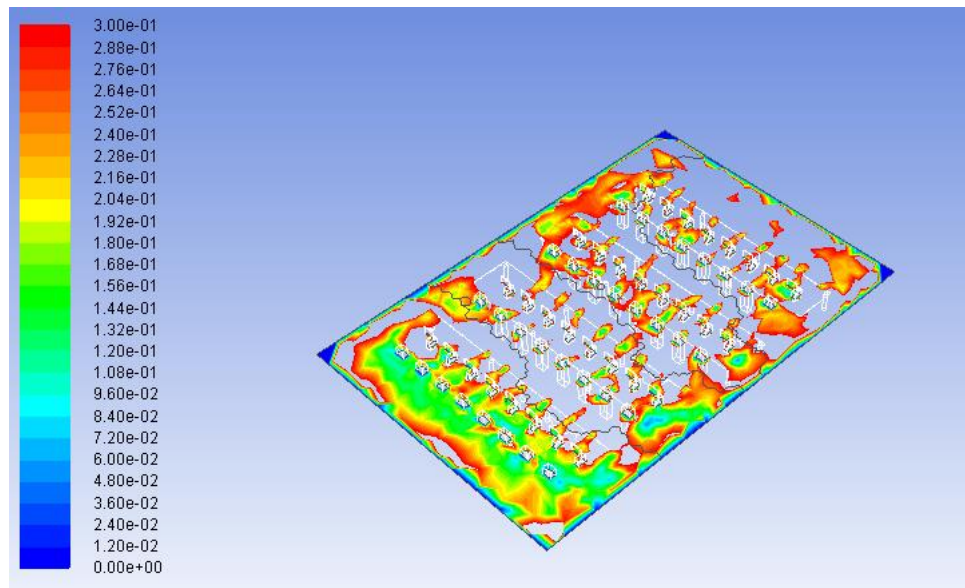


Figura 9.89 – Isocontorno de velocidades (0-0,3 m/s) para el Caso V-30°

(Fuente: elaboración propia)

El caso V-30° presenta velocidades algo mayores a las establecidas como saludables. Como se puede apreciar la zona del plano que pega a la pared (azul) se encuentra a 0m/s, esto se debe a la condición de no deslizamiento explicada anteriormente. En estos puntos el aire adquiere la velocidad de la pared, que es nula.

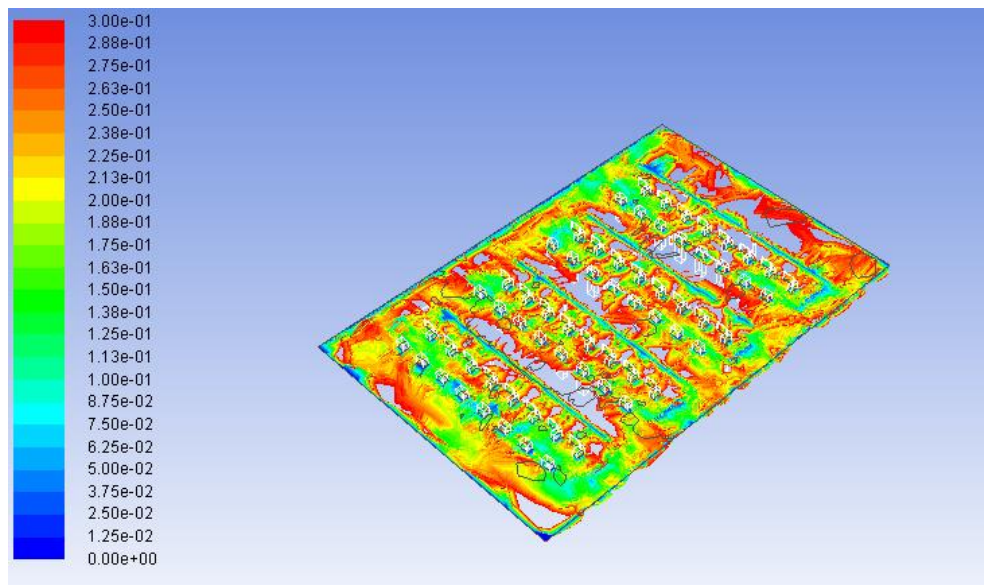


Figura 9.90 – Isocontorno de velocidades (0-0,3 m/s) para el Caso VI-impulsión no uniforme

(Fuente: elaboración propia)

Nuevamente el caso VI es más beneficioso. En este caso el plano en su totalidad presentan velocidades que no sobrepasan el valor de los 0,3 m/s, por el contrario en el caso V la velocidad en esa zona es mayor pudiendo dar lugar a un aumento en las molestias localizadas debidas a la velocidad.

Por último, se van a añadir una serie de resultados gráficos obtenidos con el programa de post- procesamiento *CFD Post*. Voy a utilizar la configuración del caso VI de caudal no uniforme, ya que es la que mejores resultados en todos los ámbitos arroja. Se ha decidido añadir dichas imágenes con el fin de intentar visualizar de una forma más general y clara el comportamiento del aire bajo las condiciones de contorno impuestas. También sirve para demostrar la potencia que este software de cálculo contempla y lo que puede llegar a hacer, teniendo en cuenta, las limitaciones computacionales con las que he contado en todas las simulaciones.

La figura 9.91 muestra las líneas de corriente tanto de la entrada, salida, entrada a los ordenadores y salida de los mismos. Se puede apreciar como dichas líneas de corriente se comportan conforme a los resultados obtenidos en los isocontornos que se han obtenido para este caso.

Las líneas de corriente que poseen un color azul intenso están a menor temperatura que aquellas que presentan un azul más suave. Así vemos como por ejemplo, en la salida el aire se encuentra en la mínima temperatura y conforme el flujo de aire va distribuyéndose por la sala la temperatura del mismo va subiendo.

El número de líneas de corriente se ha tenido que reducir por el gasto computacional que requería para su procesamiento.

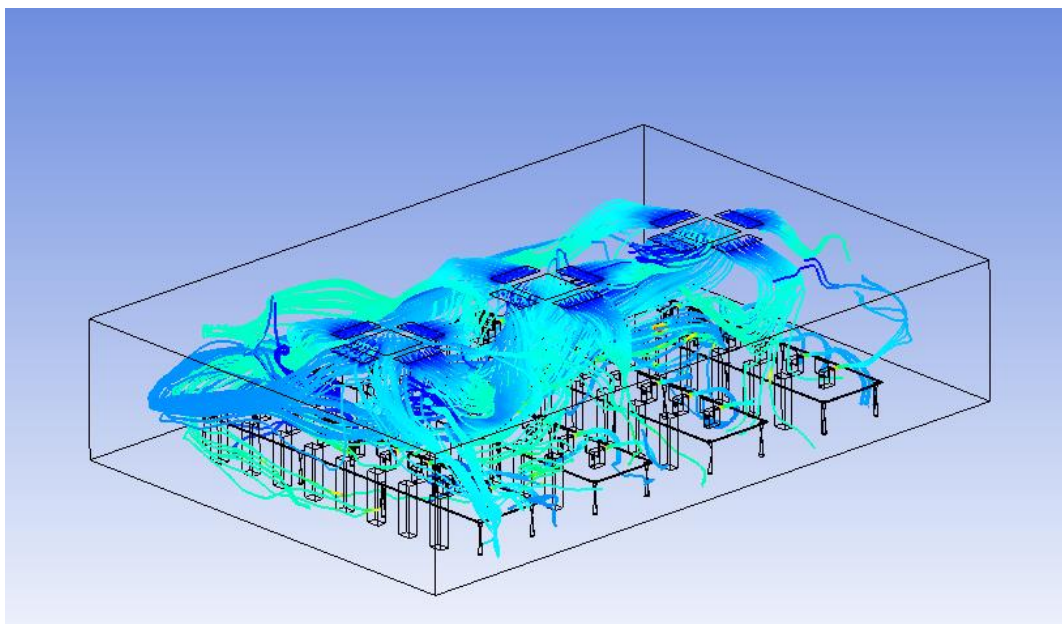


Figura 9.91 – Vista isométrica líneas de corriente habitación
(Fuente: elaboración propia)

La imagen 9.92 muestra las mismas líneas de corriente, pero en este caso se le ha añadido la opción de renderizado del volumen fluido. Esta opción no es más que muchos planos paralelos superpuestos reflejando la temperatura del aire en ellos en el intervalo elegido. Se ha aplicado la máxima transparencia posible para intentar simular el efecto del aire en la habitación.

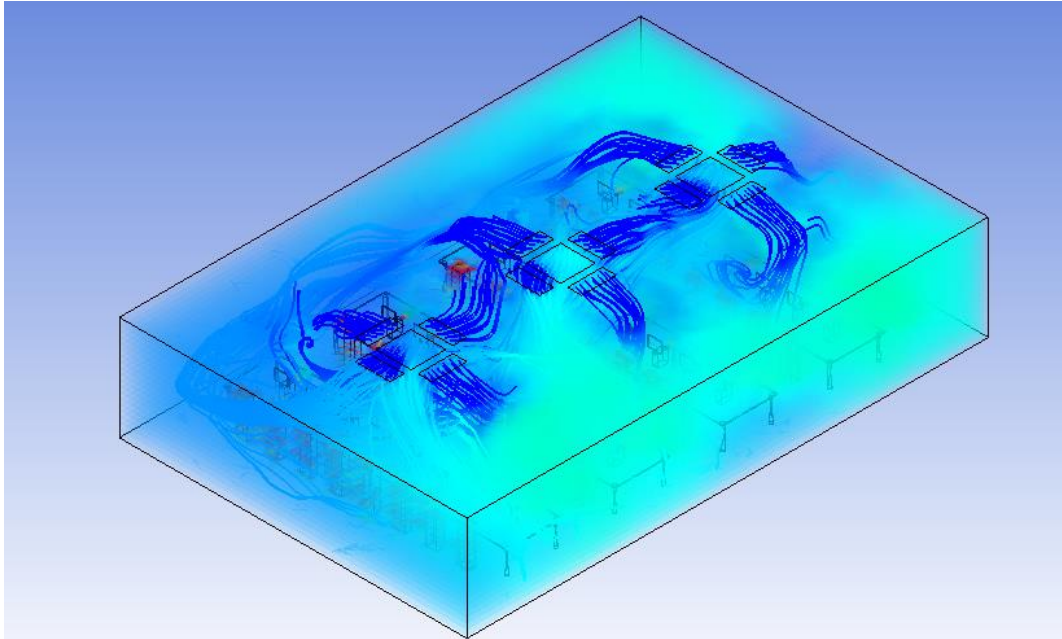


Figura 9.92 – Vista isométrica habitación con líneas de corriente y renderizado del volumen fluido

(Fuente: elaboración propia)

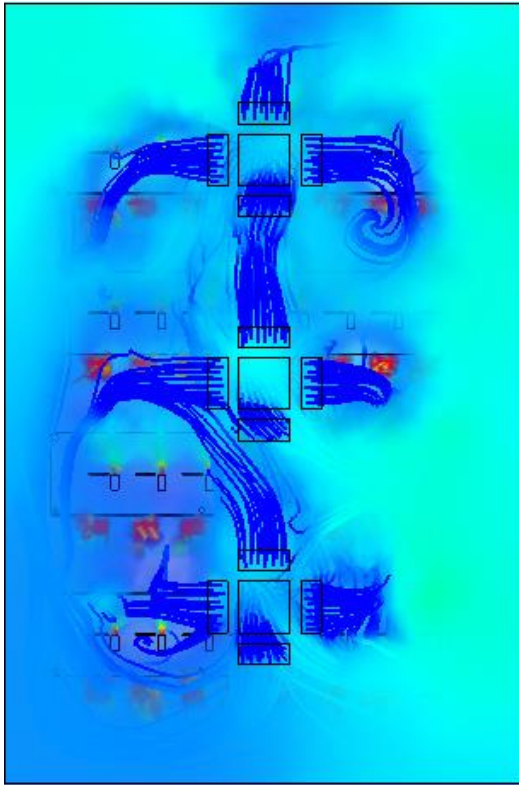


Figura 9.93 – Vista en planta líneas de corriente y renderizado del volumen fluido.
(Fuente: elaboración propia)

Se aprecia en la figura 9.93 que tal y como sucedía en los planos verticales de isocontornos mostrados anteriormente en la figura 9.87 la parte izquierda está ligeramente a menor temperatura debido a la distribución que sigue el aire.

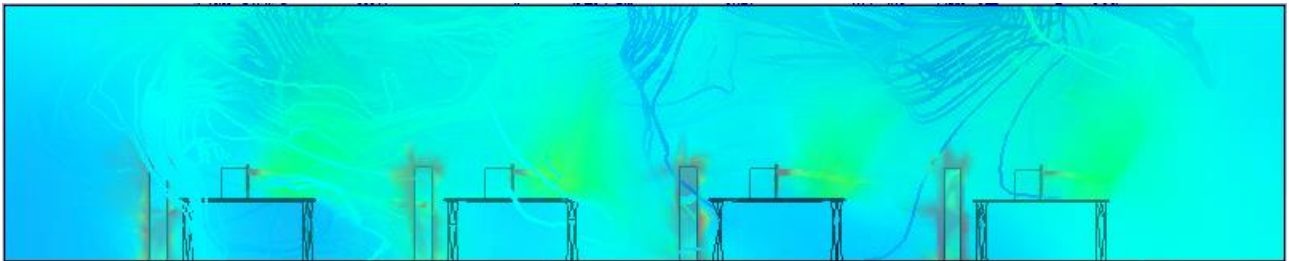


Figura 9.94 – Vista lateral líneas de corriente y renderizado del volumen fluido
(Fuente: elaboración propia)

En la figura 9.94 se aprecia el efecto del calor aportado por las personas, ya que se ve cómo se crea zonas de color rojo-naranja alrededor de las mismas, lo que quiere decir que el aire alrededor de ellas aumenta de temperatura debido al efecto calorífico de los usuarios. También se puede distinguir el efecto producido a la salida de los ordenadores, justo a la salida el aire toma un color rojo intenso (ya que en esa región se alcanza la temperatura de 40°C, que es la máxima) indicando que se encuentra a

la máxima temperatura. Instantes después el flujo de aire se dispersa por perturbaciones externas disminuyendo su temperatura y mezclándose con resto.

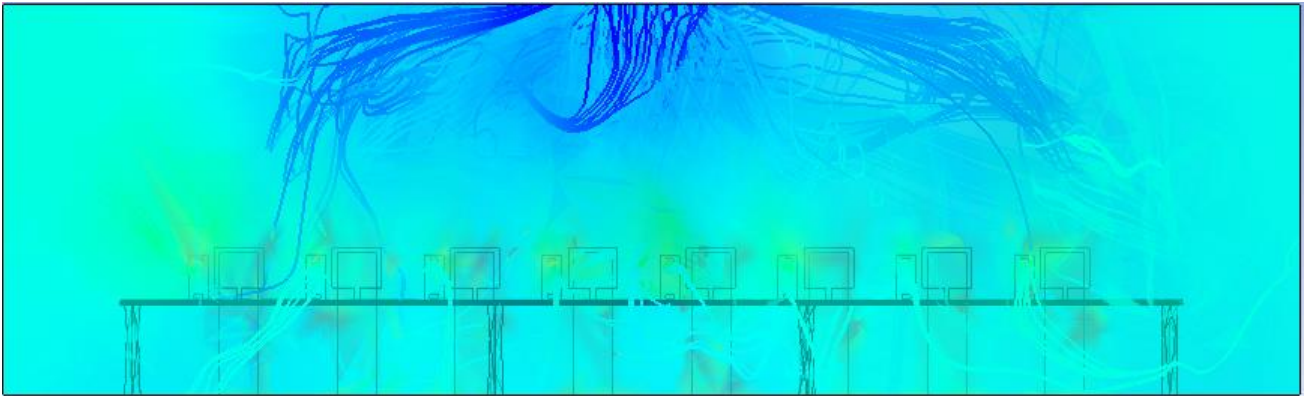


Figura 9.94 – Vista frontal líneas de corriente y renderizado del volumen fluido
(Fuente: elaboración propia)

En la figura 9.95 se muestran las líneas de corriente correspondientes al flujo de salida para los ordenadores en función de la velocidad de salida. El color rojo corresponde a la velocidad de salida máxima y conforme se va suavizando el color indica que la velocidad está disminuyendo. La velocidad de salida del flujo del aire del ordenador tiene un valor de 0,15 m/s aproximadamente.

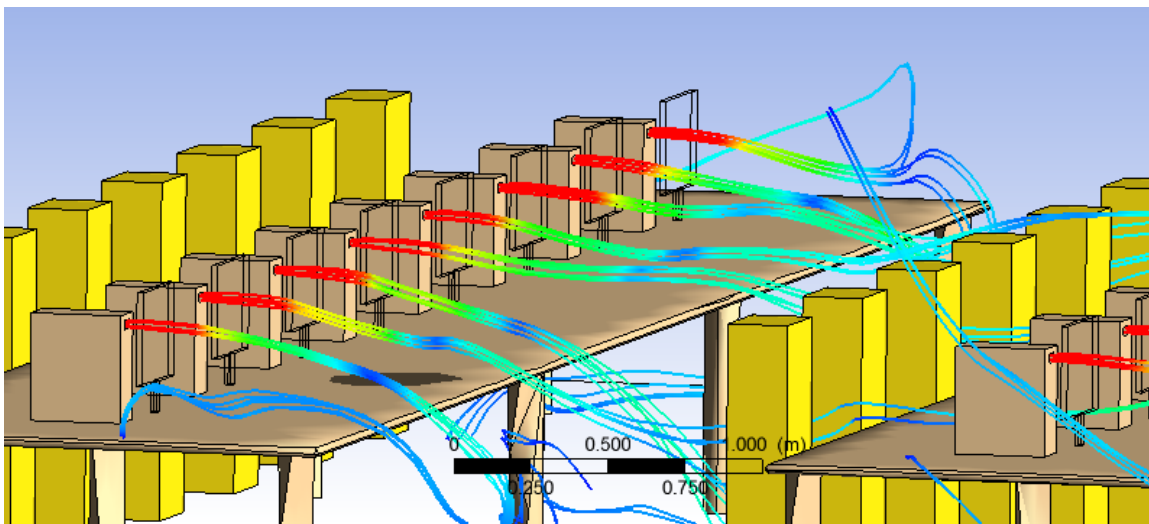


Figura 9.95 – Líneas de corriente en la salida de los ordenadores
(Fuente: elaboración propia)

10. CONCLUSIONES

En base a los distintos resultados obtenidos previamente se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Una distribución simétrica de las bocas de impulsión refleja mejores resultados en cuanto a homogeneidad y distribución de temperaturas se refiere. Aquellos casos que presentaban simetría exponían mejores resultados térmicos que los que no la tenían, por lo que se considera la simetría un punto a favor.
- La presencia de un ángulo de inclinación en la impulsión mejora notablemente, para el caso de estudio, la distribución y gradiente de temperaturas. En las configuraciones que presentaban esta opción se puede apreciar claramente como contrarresta en mayor medida el efecto calorífico procedente de los ordenadores, resultando así en la mayoría de los casos más beneficioso para el confort térmico.
- La impulsión por el techo resulta más favorable para el caso de estudio que la impulsión lateral, ya que se consiguen menores temperaturas y menor gradiente de temperaturas a lo largo del eje longitudinal para un mismo caudal.

En base a estas conclusiones generales, tal y como se ha expuesto anteriormente, los casos más favorables han sido el Caso V – impulsión con inclinación de 30° y el caso VI para una impulsión de caudal no uniforme, obteniendo entre estos dos configuraciones mejores resultados el caso VI. El caso de impulsión variable permite distribuir el caudal en función de las necesidades térmicas que requiera cada zona, siendo así la opción más favorable en cuanto a homogeneización de temperatura y, que es uno de los puntos clave que se buscaba.

Queda demostrado también la complejidad de conseguir una buena climatización para un recinto, más si cabe si hay factores externos como en el caso serían la gran cantidad de personas y el considerable aporte calorífico de los ordenadores, ya que resulta un hándicap para conseguir una climatización de confort igualitaria. Aparte que el confort térmico, aunque está establecido en un rango de valores, siempre queda un pequeño porcentaje expuesto a la subjetividad y condiciones del individuo. Por lo que siempre habrá asumir un pequeño porcentaje de disconformidad, aun consiguiéndose los correctos parámetros de confort.

Reflejar también la gran potencia de cálculo que presenta el programa utilizado, aun teniéndolo que limitar debido a las características del ordenador utilizado. *Fluent* ha sido capaz de simular la distribución del aire en una sala de ordenadores teniendo en cuenta todos los parámetros de entrada y salida impuestos, dando resultados próximos a los reales sin necesidad de ningún estudio experimental previo.

Es aquí donde se ve la gran proyección de futuro para este ámbito de la ingeniería, principalmente la capacidad de simular fenómenos sin necesidad de etapa experimental y con menor costo y tiempo.

Aunque el objeto de este trabajo fin de grado ha sido el estudio de la climatización en una sala de ordenadores, no hay que focalizarlo solamente en este tipo de recinto. Este estudio permite abrir el horizonte a diferentes perspectivas más ambiciosas. Quiero que sirva como ejemplo en la posibilidad de resolver problemas deficitarios respecto a climatización para recintos de diferente aplicación. Con las técnicas CFD podemos ser capaces de buscar la configuración más adecuada respecto a temperatura, velocidad del aire, ahorro de energía... en zonas como centros comerciales, recintos industriales, edificios de oficinas, hospitales, teatros, cines.... Esto puede llegar a dar lugar a una importante optimización y mejora en el ámbito de aplicación de la climatización, pudiendo ahorrar energía, tiempo y costes, en definitiva recursos, que no es más que el fin que persigue la ingeniería: solucionar problemas con la mejor optimización de los recursos disponibles.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] ANDDERSON, John D. (1995). *Computational fluid Dynamics, the basics with applications*. Mcgraw-Hill.
- [2] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (2010). *ASHRAE Handbook: refrigeration*. Atlanta, Georgia (EEUU): ASHRAE.
- [3] Ansys Fluent tutorial manual.
- [4] Ansys meshing tutorial manual.
- [5] BENEYTO, Jaime. Apuntes de la asignatura mecánica de fluidos II de ingeniería aeronáutica de la universidad politécnica de Madrid.
- [6] *Catálogo de unidades compactas horizontales*. CIAT
- [7] CARRIER (1976). *Manual de aire acondicionado*. Barcelona: Ed.Marcombo.
- [8] CENGEL, Y.H y CIMBALA J.M. (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. Madrid: Mcgraw-Hill. 1º Edición.
- [9] CFD online. [En línea]. Disponible en: <http://www.cfd-online.com/>
- [10] CHUNJ, T. J (2006). *Computational fluid dynamics*. Cambridge. Ed: Cambridge University Press.
- [11] Código técnico de la edificación (CTE) .DB – SI (Seguridad en caso de incendios) [En línea]. Disponible en: <http://www.codigotecnico.org/index.php/menu-seguridad-caso-incendio>
- [12] *Colección de apuntes: Asignatura mecánica de fluidos computacional*. Ingeniería industrial. Escuela politécnica Superior de Jaén.
- [13] *Colección de apuntes: Asignatura Instalaciones térmicas en la industria*. Ingeniería mecánica. Escuela Politécnica Superior de Jaén.
- [14] CRESPO, Antonio. (1992). *Mecánica de fluidos*. Madrid: E.T.S. de Ingenieros Industriales.
- [15] DAYLY, J.W. y HARLEMAN, D.R. (1975). *Dinámica de los fluidos con aplicaciones en la ingeniería*. México: Editorial Trillas.
- [16] *Difusión de aire*. [En línea]. Disponible en: <http://www.air-handling.com/es/content/difusi%C3%B3n-de-aire>
- [17] *El efecto Coanda: el amigo del aire acondicionado*. [En línea]. Disponible en: <http://nergiza.com/el-efecto-coanda-el-amigo-del-aire-acondicionado/>
- [18] FERNANDEZ ORO, Jesús Manuel (2012) .*Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos* Barcelona: Reverté.

- [19] FERZINGER, J.H. y PERIC, M. (2002). *Computational methods for fluid dynamics*, Berlin: Ed.Springer. 3ª edición.
- [20] Fluent 6.3 User'sGuide. *Reading and manipulating grid*. [En línea]. Disponible en: <http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/node148.htm>
- [21] G., A. V. (2006). *MÉTODO DE CÁLCULO COMPUTARIZADO PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS TÉRMICAS DE REFRIGERACIÓN*.
- [22] IDAE, *Instituto para la diversificación y ahorro de la Energía* [En línea]. Disponible en: <http://www.idae.es>
- [23] Manual difusión. Disponible en: <http://www.airflow.es/descargas/manual/manualDifusion.pdf>
- [24] *Método de cálculo computerizado para la determinación de las cargas térmicas de refrigeración, aire acondicionado y selección de equipos* [En línea] Disponible en: Dialnet METODODECALCULOCOMPUTARIZADOPARALADETERMINACIONDEL4829370%20(1).pdf.
- [25] PATANKAR, Suhas V (2009). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Washington; London: Taylor & Francis.
- [26] *Reglamento de Instalaciones térmicas en los edificios – RITE*
- [26] SALVADOR ESCODA S.A. *Manual práctico de ventilación. Catálogo técnico*.
- [28] VERA COELLO, Marcos (2012). *Ingeniería fluidomecánica*. Madrid: Ed. Paraninfo.
- [29] WHITE, Frank M (2004). *Mecánica de fluidos*. Madrid: Mcgraw-Hill. 5ª Edición.
- [30] Wikipedia: the free encyclopedia. [Wiki en internet]. Fundación Wikimedia. Inc.2001.Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_Coand%C4%83
- [31] Wikipedia: the free encyclopedia. [Wiki en internet]. Fundación Wikimedia. Inc.2001.Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Mec%C3%A1nica_de_fluidos
- [32] Wikipedia: the free encyclopedia. [Wiki en internet]. Fundación Wikimedia. Inc.2001.Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Mec%C3%A1nica_de_fluidos_computacional
- [33] Wikipedia: the free encyclopedia. [Wiki en internet]. Fundación Wikimedia. Inc.2001.Disponible en: <https://es.wikipedia.org/wiki/Viscosidad>
- [34] Wikipedia: the free encyclopedia. [Wiki en internet]. Fundación Wikimedia. Inc.2001.Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Reynolds
- [35] Wikipedia: the free encyclopedia. [Wiki en internet]. Fundación Wikimedia. Inc.2001.Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Principio_de_Bernoulli
- [36] *Apuntes de la asignatura Simulación de flujos industriales* (2015).

