

RODRIGO FIGUEIREDO DE SOUZA

**ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DE JATOS
CONFLUENTES VERTICAIS NO CONFORTO E
QUALIDADE DO AR**



UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia
ANO 2024

RODRIGO FIGUEIREDO DE SOUZA

**ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DE JATOS
CONFLUENTES VERTICAIS NO CONFORTO E
QUALIDADE DO AR**

Mestrado em Engenharia Mecânica

(Especialidade em Energia, Climatização e Refrigeração)

Trabalho realizado sob a orientação de:

Eusébio Z. E. Conceição



UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia
ANO 2024

ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DE JATOS CONFLUENTES VERTICAIS NO CONFORTO E QUALIDADE DO AR

Declaração de autoria da obra

Declaro ser o autor desta obra, que é original e inédita. Os autores e obras consultados são devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluídas.

(Rodrigo Figueiredo de Souza)

©2024, RODRIGO FIGUEIREDO DE SOUZA

A Universidade do Algarve reserva para si o direito, em conformidade com o disposto no Código do Direito de Autor e dos Direitos Conexos, de arquivar, reproduzir e publicar a obra, independentemente do meio utilizado, bem como de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição para fins meramente educacionais ou de investigação e não comerciais, conquanto seja dado o devido crédito ao autor e editor respetivos.

AGRADECIMENTOS

Esta dissertação é a conclusão de um período importante em minha vida. É um grande prazer registrar neste pequeno trecho os meus sinceros agradecimentos a todos que me apoiaram nesta jornada.

Agradeço a Deus, por toda saúde e disposição que me foi dado durante toda esta jornada, agradeço por ter chegado tão longe e sempre determinado com os meus objetivos.

Meus sinceros agradecimentos ao Professor Doutor Eusébio Conceição, sua orientação foi fundamental para a realização desta dissertação. Obrigado, por toda paciência e comprometimento, agradeço pelos conhecimentos a mim transmitidos e por todo seu otimismo e boa vontade.

Um grande obrigado aos meus familiares que sempre me apoiaram, em especial à minha mãe e meus irmãos Vinícius Figueiredo e Maurício Figueiredo que sempre acreditaram em mim, agradeço pelo grande carinho e pela amizade desde sempre. Agradeço a minha avó Maria Horácia, por sempre torcer pelo meu sucesso e ao falecido avô Elias Figueiredo, por me inspirar e incentivar a realizar meus sonhos.

Aos meus amigos agradeço todo o carinho, todo o apoio ao longo destes anos de amizade. Um grande obrigado em especial a todos os meus colegas de turma, que neste percurso sempre apoiarmos uns aos outros. Agradeço a instituição e todos os professores que neste período foram essenciais para a realização deste mestrado.

RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo numérico e experimental relativamente à influência de jatos confluentes verticais no conforto e qualidade do ar para habitáculos de veículos direcionados ao transporte de passageiros, onde sua geometria pode ser utilizada em vagão de comboio, aeronaves ou autocarros. O habitáculo em estudo foi desenvolvido tendo em consideração dezesseis passageiros, sendo organizados em dois grupos iguais dando espaço a um corredor ao centro do habitáculo. O ambiente é composto por um banco para cada passageiro e duas mesas posicionadas ao centro do habitáculo. O sistema de ventilação do habitáculo possui oito conjuntos de jatos de insuflação (Jatos Confluentes Verticais), sendo posicionados quatro deles rente a parede esquerda e os outros quatro rente a parede direita, cada jato localizado a frente dos ocupantes, próximo a zona de respiração. Neste trabalho é avaliado a eficiência dos jatos no nível de conforto, nomeadamente a qualidade do ar e níveis de resfriamento local devido a velocidade do ar. Neste estudo foram utilizados métodos numéricos para determinar o comportamento do ar no interior das condutas e modelo numérico CFD para avaliar o escoamento de ar em todo o habitáculo. Houve a realização de ensaios experimentais no intuito de validação do modelo CFD, sendo desenvolvida a geometria da malha CFD em escala real de forma similar em uma câmara climática para que seja analisado comparativamente resultados obtidos numericamente e experimentalmente. Foi concluído que os modelos numéricos apresentam uma previsão do comportamento do fluido similar ao comportamento real, tanto para escoamento do ar, como para taxa de renovações do ar. Também foi concluído que o sistema de ventilação por jatos confluentes verticais proporciona uma distribuição do ar de maneira uniforme e uma renovação do ar ambiente de maneira ascendente, mas que o sistema de ventilação é insuficiente para o número de ocupantes, com um caudal volúmico de ar suficiente apenas para três pessoas.

Palavras-Chave: Jatos confluentes verticais, Conforto, Qualidade do ar interior, Modelo numérico CFD.

ABSTRACT

This paper presents a numerical and experimental study of the influence of vertical confluent jets on comfort and air quality in passenger vehicle cabins, the geometry of which can be used in train carriages, aircraft or buses. The cabin under study was developed with sixteen passengers in mind, organized into two equal groups, giving space to an aisle in the center of the cabin. The environment consists of a bench for each passenger and two tables positioned in the center of the cabin. The cabin ventilation system has eight sets of inflation jets (Vertical Confluent Jets), four of which are positioned against the left wall and the other four against the right wall, each jet located in front of the occupants, close to the breathing zone. This work evaluates the efficiency of the jets at the comfort level, namely air quality and local cooling levels due to air velocity. This study used numerical methods to determine the behavior of the air inside the ducts and a CFD numerical model to evaluate the air flow throughout the cabin. Experimental tests were carried out to validate the CFD model, and the geometry of the full-scale CFD mesh was developed in a similar way in a climate chamber so that the results obtained numerically and experimentally could be analyzed comparatively.

Keywords: Vertical confluent jets, Comfort, Indoor air quality, CFD numerical model.

ÍNDICE

1	Introdução	1
1.1	Objetivos.....	3
1.2	Contexto do Trabalho	4
1.3	Organização do Documento	5
2	Revisão Bibliográfica / Estado da Arte	7
2.1	Climatização	7
2.2	Conforto Térmico	8
2.3	Fatores que Influenciam no Conforto Térmico	8
2.4	Desconforto Térmico Local.....	17
2.5	Qualidade do Ar Interior.....	20
2.6	Ventilação	25
2.7	Gases Traçadores	28
2.8	Modelo ADI.....	29
2.9	Jatos Confluentes	30
2.10	Mecânica dos Fluidos Computacional CFD	31
3	Metodologia Numérica e Experimental.....	33
3.1	Modelos Numéricos.....	33
3.2	Descrição da Câmara	35
3.3	Modelo Numérico do Escoamento no Interior das Conduas.....	36
3.3.1	Curva Característica do Ventilador	36
3.3.2	Sistema de Ventilação Por Jatos Confluentes Verticais	38
3.4	Simulação CFD.....	46
3.5	Metodologia Experimental	52
3.5.1	Equipamentos Para Medição	53
3.5.2	Sistema de Ventilação.....	55
3.5.3	Desenvolvimento dos Obstáculos Internos.....	55
3.5.4	Metodologia Ensaios de Qualidade do Ar.....	56
3.5.5	Metodologia Ensaios de Velocidade do Ar	59

4 Apresentação e Discussão de Resultados.....	61
4.1 Validação	61
4.1.1 Validação do Sistema de Escoamento Unidirecional	61
4.1.2 1.1.2 Validação do CFD.....	64
4.1.3 Cálculo do Caudal Volúmico de Renovação Real.	68
4.2 Resultados Experimentais (Gases Traçadores).....	69
4.3 Resultados Numéricos (Modelo CFD).....	73
4.3.1 Escoamento em Torno dos Ocupantes	73
4.3.2 Taxa de Renovações do Ar	79
5 Conclusões e Trabalhos Futuros	85
Referências.....	87

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 GRÁFICO PPD-PMV	16
FIGURA 2 ESQUEMA REPRESENTATIVO – PMV	16
FIGURA 3 MODELO 3D CÂMARA CLIMATIZADA- CAMP. GAMBELAS UALG	35
FIGURA 4 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO POR JCV.....	36
FIGURA 5 CURVA DE FUNCIONAMENTO TD-350/125.....	37
FIGURA 6 CURVA DE FUNCIONAMENTO SILENT-300	37
FIGURA 7- MODELO EM 3D DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO POR JCV A), DIAGRAMA DA INSTALAÇÃO DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO POR JCV B).	39
FIGURA 8 VISTA INFERIOR DO MODELO EM 3D DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO POR JCV.....	44
FIGURA 9 CORTE A:A	44
FIGURA 10 POSIÇÃO DE OBSTÁCULOS E OCUPANTES.....	47
FIGURA 11 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DA MALHA PARA O MODELO CFD.	48
FIGURA 12 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DOS OBSTÁCULOS INTERIORES DA MALHA PARA O MODELO CFD	49
FIGURA 13 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DOS OBSTÁCULOS INTERIORES DA MALHA PARA O MODELO CFD	49
FIGURA 14 MALHA A REFINADA COM 4.719.048 VOLUMES DE CONTROLO. M.....	50
FIGURA 15 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DA MALHA. VISTA SUPERIOR ESQUERDA A) VISTA SUPERIOR DIREITA B).....	51
FIGURA 16 GRÁFICO DE VELOCIDADE DO AR PARA AS DIFERENTES SIMULAÇÕES	51
FIGURA 17 M-LOG (EL0009).....	53
FIGURA 18 SENSOR ESO 203	54
FIGURA 19 ANEMÓMETRO AIRFLOWTA430	54
FIGURA 20 FOTOGRAFIA DA CÂMARA CLIMÁTICA, OBSTÁCULOS INTERNOS MONTADOS E POSICIONADOS.	56
FIGURA 21 FOTO DO CILINDRO DE CO ₂	57
FIGURA 22 DIVISÃO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS PARA QUALIDADE DO AR.	58
FIGURA 23 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO POR JCV.....	60
FIGURA 24 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DA CÂMARA COM FOCO NOS PONTOS DE REGISTOS DE DADOS, MALHA CFD A), MODELO TRIDIMENSIONAL B).....	60
FIGURA 25 REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DA CÂMARA COM FOCO NOS PONTOS DE REGISTOS DE DADOS, MALHA CFD A), MODELO TRIDIMENSIONAL B).....	62
FIGURA 26 GRÁFICO- REPRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS DE VELOCIDADE DO AR [M/S] À ENTRADA NA CÂMARA PARA A SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ENSAIOS EXPERIMENTAIS, PARA OS OITO GRUPOS DE JATOS.	63

FIGURA 27 GRÁFICO COMPARATIVO ENTRE O RESULTADO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO CAUDAL VOLÚMICO DE AR TOTAL INSUFLADO NA CÂMARA.	63
FIGURA 28 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=0,15[M]-Y=2,30[M], GJ1.....	64
FIGURA 29 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=0,15[M]-Y=1,60[M], GJ2.....	65
FIGURA 30 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=0,15[M]-Y=1,25[M], GJ3.....	65
FIGURA 31 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=0,15[M]-Y=0,55[M], GJ4.....	66
FIGURA 32 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=2,40[M]-Y=2,30[M], GJ5.....	66
FIGURA 33 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=2,40[M]-Y=1,60[M], GJ6.....	67
FIGURA 34 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=2,40[M]-Y=1,25[M], GJ7.....	67
FIGURA 35 VELOCIDADE DO AR, EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO, COORDENADA X=2,40[M]-Y=0,55[M], GJ8.....	68
FIGURA 36 EVOLUÇÃO DO LOGARITMO DA CONCENTRAÇÃO CO ₂ EM FUNÇÃO DO TEMPO - ENSAIO 1: OCUPANTES 1, 2, 3 E 4;	69
FIGURA 37 EVOLUÇÃO DO LOGARITMO DA CONCENTRAÇÃO CO ₂ EM FUNÇÃO DO TEMPO - ENSAIO 2: OCUPANTES 5, 6, 9 E 10.....	70
FIGURA 38 EVOLUÇÃO DO LOGARITMO DA CONCENTRAÇÃO CO ₂ EM FUNÇÃO DO TEMPO. ENSAIO 3: OCUPANTES 7, 8, 11 E 12.....	70
FIGURA 39 EVOLUÇÃO DO LOGARITMO DA CONCENTRAÇÃO CO ₂ EM FUNÇÃO DO TEMPO. - ENSAIO 4: OCUPANTES 13, 14, 15 E 16.....	71
FIGURA 40 EVOLUÇÃO DO LOGARITMO DA CONCENTRAÇÃO CO ₂ EM FUNÇÃO DO TEMPO - ENSAIO 5: EXTRAÇÃO.	71
FIGURA 41 MAPEAMENTO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR ($N=[1/H]$) E CAUDAL VOLÚMICO DE AR ($Q=[M^3/H]$) POR OCUPANTE.....	72
FIGURA 42 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE Y= 0.55[M].	74
FIGURA 43 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE Y= 1.30[M].	74
FIGURA 44 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE Y= 1.55[M].	75
FIGURA 45 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE Y= 2,30[M].	75
FIGURA 46 PLANO HORIZONTAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE Z= 1,7[M].	76
FIGURA 47 PLANO VERTICAL LONGITUDINAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE X= 0,20[M].	77
FIGURA 48 PLANO VERTICAL LONGITUDINAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE X= 2,40[M].	77
FIGURA 49 PLANO VERTICAL LONGITUDINAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE X= 2.30[M].	78

FIGURA 50 PLANO HORIZONTAL DO CAMPO DA VELOCIDADE DO AR [M/S], PARA UMA COORDENADA DE Z= 1,20[M].....	78
FIGURA 51 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE Y= 0.55[M].....	79
FIGURA 52 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE Y= 1,30[M].....	80
FIGURA 53 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE Y= 1.55[M].....	80
FIGURA 54 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE Y= 2,30[M].....	81
FIGURA 55 PLANO VERTICAL LONGITUDINAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE X= 2,40[M].....	81
FIGURA 56 PLANO VERTICAL LONGITUDINAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE X= 0,20[M].....	82
FIGURA 57 PLANO VERTICAL LONGITUDINAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE X= 2.30[M].....	82
FIGURA 58 PLANO VERTICAL TRANSVERSAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE Y= 1,45[M].....	83
FIGURA 59 PLANO HORIZONTAL DO CAMPO DA TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR [1/H], PARA UMA COORDENADA DE Y= 1,20[M].....	83

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 COEFICIENTES DE PONDERAÇÃO A.....	12
TABELA 2 DIMENSÃO DAS CONDUTAS DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO POR JCV.....	45
TABELA 3 NÚMERO DE CÉLULAS POR EIXO	48
TABELA 4 RESULTADOS DE VELOCIDADE DO AR [M/S] À ENTRADA NA CÂMARA PARA A SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ENSAIOS EXPERIMENTAIS, PARA OS OITO GRUPOS DE JATOS	62

LISTA DE ACRÓNIMOS

ADI	Índice de Distribuição de Ar
AVAC	Aquecimento, Ventilação e ar Condicionado
CFD	Dinâmica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
PMV	Voto Médio Previsto (Predicted Mean Vote)
PPD	Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas (Predicted Percentage of Dissatisfied)
SIMPLE	Método Semi-implícito para Equações Ligadas (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)
TDMA	(Tri- Diagonal Matrix Algorithm)
VMC	Ventilação Mecânica Controlada

1

INTRODUÇÃO

Atualmente a população passa grande parte do seu tempo em ambientes fechados, seja no trabalho, escola, comércio ou suas próprias casas. Ambientes este que possuem várias fontes de poluição que tornam incómodo o ar existente dentro de espaços fechados. Também há uma má qualidade térmica nestes ambientes ocasionando desconforto para os ocupantes. Muitas pessoas também passam parte de seu tempo dentro de veículos de transportes no trajeto para suas obrigações diárias que fazem parte de suas rotinas, os interiores destes veículos também trazem problemas de conforto térmico e qualidade do ar interior.

Com o intuito de melhorar a qualidade do ar em edifícios e evitar a má qualidade do ar e desconforto térmico, são utilizados os sistemas AVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado), com o propósito de fornecer ar novo para o ambiente, remover contaminantes gerados no interior dos edifícios, controle da temperatura interna, podendo também, ter o controle da humidade do ar (Awbi, 1998). Sendo algumas destas fontes de poluentes que contribuem para a má qualidade do ar, os materiais de construção, os aparelhos eletrônicos e tapetes que fazem parte do ambiente, bem como os próprios ocupantes que libertam contaminantes.

Espaços onde a má qualidade do ar interior, afetar diretamente a saúde, o conforto e a produtividade dos ocupantes, nestes ambientes em que as pessoas encontram-se confinadas em seu dia a dia são implementadas estratégias para contornar o desconforto térmico e má qualidade do ar.

A fim de aprimorar a eficiência da ventilação em conforto térmico, qualidade do ar interior e gasto energético, vários estudos são realizados em diferentes países. Nestas pesquisas são

utilizados métodos experimentais e numéricos. Métodos estes que de acordo os estudos citados abaixo mostraram-se eficientes e práticos para identificar as variáveis de desconforto presentes nos ambientes de estudo:

Em estudo realizado por Wargocki et al, (1999), apresenta experimentos de como a má qualidade do ar afeta as pessoas. Em um ambiente que simula um escritório foi introduzida uma fonte de poluição que afeta a qualidade do ar. O autor deduz que a má qualidade do ar afeta a concentração dos ocupantes e que trazem sintomas de dores de cabeça. O estudo realizado por Wargocki et al, ainda ressalta que a redução de cargas de poluentes no ar interior melhora o conforto, a saúde e a produtividade dos ocupantes. Segundo Blaga, (2016) a gestão da qualidade do ar deve ser mantida continuamente, a fim de prevenir e controlar doenças agudas e crônicas, especialmente as relacionadas com a poluição química e biológica. Por Melikov et al., (2002) foi investigado o desempenho de terminais de fornecimento de ar em relação a ventilação personalizada. Os resultados sugerem que a ventilação personalizada pode diminuir significativamente o número de ocupantes insatisfeitos com a qualidade do ar. Conceição et al., (2006) avaliou os níveis de conforto térmico global e desconforto térmico local de um ocupante submetido a um escoamento do ar originado por ventiladores de uso comum. A investigação de Janbakhsh et al., (2010) mostrou que o sistema de jatos confluentes produzia um melhor conforto térmico, que pode funcionar tanto para o aquecimento como para o arrefecimento de instalações industriais. Todas estas pesquisas citadas apresentam um grande objetivo de avaliar o conforto dos ocupantes quando são impostos a um determinado ambiente. As diferentes metodologias apresentadas nas pesquisas já citadas, agregam para o estudo realizado.

No presente trabalho terá como foco o sistema de ventilação por jatos confluentes verticais, onde é proposto realizar o estudo voltado para habitáculo de veículos direcionados ao transporte de passageiros (vagão de comboio, aeronaves e autocarros). Pretende avaliar a eficiência do sistema de ventilação para este ambiente tendo como foco o conforto e a qualidade do ar interior. No estudo será utilizado métodos numéricos para determinar o comportamento do ar no interior das condutas do sistema de ventilação. Sendo também agregado o modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) que de forma numérica determinará o escoamento do ar no interior do habitáculo. Será também realizado análise experimental em câmara climática simulando as condições impostas no modelo CFD.

1.1 OBJETIVOS

Este estudo de investigação numérico e experimental apresenta objetivos gerais e específicos:

- Objetivos gerais
 - i. Avaliar o sistema de ventilação por jatos confluentes verticais tendo em vista o conforto e qualidade de ar interior em função do ambiente proposto (habitáculo de transporte).
 - ii. Desenvolver a geometria do ambiente de estudo (habitáculo de transporte), tendo experimentalmente utilizado da câmara, como numericamente utilizando de software CFD.
 - iii. Realizar comparações entre os ensaios numéricos e experimentais obtidos com intuito de validação do modelo CFD.

- Objetivos específicos
 - i. Simular numericamente do escoamento do ar no ambiente de estudo;
 - ii. Determinação das perdas de cargas no interior do sistema de condutas;
 - iii. Utilizar software de forma integrada e interativa;
 - iv. Levantar dados experimentais em relação a qualidade e velocidade do ar;
 - v. Comparar os resultados experimentais com os valores numéricos;
 - vi. Analisar e discutir os resultados.

1.2 CONTEXTO DO TRABALHO

A ventilação tem impacto direto no conforto térmico e na qualidade do ar nos ambientes que fazem parte do dia a dia da população. Tem influência direta no bem-estar e na saúde das pessoas em ambientes fechados e desempenha um papel crucial na regulação da temperatura e na renovação do ar, contribuindo para a criação de espaços mais confortáveis e saudáveis.

O conforto térmico refere-se à sensação subjetiva de bem-estar relacionada à temperatura do ambiente, uma ventilação adequada desempenha um papel fundamental nesse aspecto, pois permite a circulação do ar, evitando a sensação de abafamento e desconforto térmico. Em ambientes mal ventilados, a temperatura pode tornar-se excessivamente alta, causando desconforto e até mesmo impactando negativamente a produtividade e o desempenho das pessoas.

Além disso, a qualidade do ar também está ligada à eficiência da ventilação. Ambientes fechados, sem uma renovação adequada do ar, tendem a acumular poluentes, como dióxido de carbono, partículas suspensas e compostos orgânicos voláteis. Esses poluentes podem ter efeitos adversos na saúde das pessoas, podendo desencadear alergias, irritações e até doenças mais graves. Uma ventilação mais eficiente não apenas dilui a concentração de poluentes no ar, mas também contribui para a remoção de odores indesejados, controle da humidade e prevenção do desenvolvimento de mofo e fungos.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

Este trabalho encontra-se estruturado em 5 capítulos, sendo que neste capítulo (capítulo 1) é definida para a estrutura do mesmo. O (capítulo 2) Revisão Bibliográfica/ Estado da Arte, apresenta alguns conceitos teóricos sobre climatização com base em referências de estudos e trabalho de pesquisadores na área de conforto térmico, desconforto térmico, qualidade do ar, ventilação, modelo ADI e jatos confluentes.

No (capítulo 3) Desenvolvimento do Trabalho Realizado, é apresentado todo o método utilizado para a execução do estudo. Descrição do compilado de equações que determina de forma numérica o comportamento do ar no interior das condutas. Apresentação do modelo numérico para simulação do escoamento de fluido e taxa de renovação do ar. Aborda a metodologia experimental do trabalho, materiais utilizados, descrição da câmara climática e equipamentos instalados.

O (capítulo 4) Resultados e Discussão, apresenta os resultados obtidos experimentalmente através dos ensaios realizados na câmara climática e os resultados obtidos numericamente. Neste mesmo capítulo serão comparados os resultados experimentais e numéricos a fim de validar o modelo CFD, analisar o comportamento do escoamento do ar dos jatos confluentes verticais e avaliar a taxa de renovação do ar em todo ambiente e da zona de respiração de cada ocupante. As conclusões do trabalho são apresentadas no (capítulo 5).

2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA / ESTADO DA ARTE

Esta etapa apresenta os conceitos e fundamentos teóricos que foram utilizados como base para a elaboração deste trabalho científico. Neste capítulo são referidos os aspetos mais relevantes que direcionam este trabalho relativamente à climatização e os respetivos assuntos que a compõem, visando a qualidade do conforto térmico e qualidade do ar para os ocupantes. Para uma melhor compreensão do trabalho proposto é enfatizado de forma estratégica os temas mais relevantes como à ventilação por jatos confluentes, as variáveis que influenciam o conforto térmico, desconforto térmico e qualidade do ar interior.

2.1 CLIMATIZAÇÃO

O homem vem desenvolvendo tecnologias para controlar o seu ambiente de convívio visando seu conforto. Tendo para isso, sistemas de climatização, seja para aquecimento, refrigeração ou ventilação. Mas em grande parte das situações os espaços climatizados são encontrados com processos de ventilação mais complexos, sendo a maioria dos casos combinações de controlo de temperatura e ventilação. A instalação de um compartimento de um sistema climatizado tem como objetivo criar condições de conforto térmico para as pessoas. Segundo Conceição, (1999) deve-se aliar a redução do consumo energético dos referidos sistemas envolvidos e o maior nível de conforto em um ambiente, tendo um sistema eficiente de baixo custo. Ghahremanian, (2014) também ressalta que o principal objetivo de um sistema (AVAC) num edifício é garantir um clima interior saudável e confortável, de preferência a baixo custo e com um consumo mínimo de energia e impacto ambiental. Já que estas são questões importantes, uma vez que estão relacionados com a conservação de energia e a saúde dos ocupantes. O autor enfatiza também, que as más condições do ambiente interior, em

escritórios, salas de aula e veículos, custam grandes quantias em cuidados de saúde, administração e perda de produtividade.

2.2 CONFORTO TÉRMICO

O Conforto térmico propriamente dito é uma condição em que um indivíduo sente-se neutro em relação a temperatura do ambiente em que esta inserido. Levando em consideração que a temperatura do ambiente deve ser adequada para as atividades que estão sendo realizadas pelos indivíduos, de forma que a pessoa não sinta frio ou calor excessivo. A norma ISO 7730 (2005), descreve conforto térmico como condição de espírito que expressa satisfação com o ambiente térmico. Sendo o conforto térmico a sensação de bem-estar que uma pessoa experimenta quando as condições de temperatura estejam aceitáveis para ela.

Sendo o conforto térmico uma sensação de bem-estar com a temperatura do ambiente, as condições de conforto são normalmente atingidas quando as condições ambientais não causam desconforto fisiológico ou psicológico aos ocupantes. Sendo o conforto subjetivo para cada indivíduo, podendo ser influenciado por fatores pessoais e ambientais. A temperatura, radiação térmica, humidade e velocidade do ar são variáveis ambientais que influenciam a percepção de conforto dos indivíduos, já para os fatores pessoais são considerados a atividade exercida e o vestuário. O objetivo do conforto térmico é criar um ambiente que permitam que as pessoas realizem suas atividades diárias com eficiência e sem desconforto (ASHRAE Handbook, 2017).

A percepção do conforto térmico varia de pessoa para pessoa devido a fatores como idade, sexo, taxa metabólica, isolamento do vestuário e preferências pessoais. Fatores como expectativas, experiências anteriores e estado psicológico também influenciam a percepção de conforto térmico de um indivíduo. O conforto térmico como dito, é uma expressão subjetiva que pode variar com base nos seus próprios níveis únicos de sensibilidade e tolerância. Mesmo com esta variação da percepção de conforto entre as pessoas, segundo a norma (ASHRAE 55, 2013) e (ISO 7730, 2005) as condições ambientais devem satisfazer 80% ou mais do grupo de pessoas presentes no ambiente.

2.3 FATORES QUE INFLUENCIAM NO CONFORTO TÉRMICO

O conforto térmico é muito subjetivo e depende de pessoa para pessoa, e estes critérios para conforto varia inclusivamente ao longo do dia, da noite, ou até com o decorrer dos dias. Esta

noção está associada a um conjunto de grandezas, que caracterizam um ambiente. As condições de conforto térmico podem acontecer naturalmente ou pode haver um sistema de climatização que force as condições do ambiente para condição de conforto (Conceição., 1996). Como dito anteriormente o conforto térmico depende de parâmetros individuais (o vestuário e a atividade) e de parâmetros ambientais (a temperatura do ar, a temperatura média radiante, a velocidade do ar e a umidade do ar).

Atividade ou Taxa Metabólica

Atividade é a taxa na qual o corpo humano produz energia a partir do metabolismo de nutrientes. É uma medida da quantidade de energia que o corpo humano consome para manter suas funções vitais, como respiração, circulação sanguínea, digestão e atividade muscular. Os fatores como idade, sexo, massa corporal, atividade física e estado de saúde tem influência nos valores desta taxa. A atividade é uma variável importante na determinação do conforto térmico, pois afeta a quantidade de calor que o corpo humano produz. É utilizado para determinar o nível de atividade de um ocupante, o que por sua vez afeta a sua produção de calor e requisitos de conforto térmico. Para o organismo em seu interior é gerado calor que é transmitido no corpo humano por condução e por convecção sanguínea (Conceição, 1999).

No contexto da norma (ISO 7730, 2005) a taxa metabólica é medida em duas grandezas Watts por metro quadrado de área da superfície corporal (W/m^2) e met que corresponde a $58.15 W/m^2$ ($1met = 58.15 W/m^2$). Esta variável é usada como um dos parâmetros para calcular o índice PMV (*Predicted Mean Vote*) uma ferramenta muito utilizada para avaliar o conforto térmico em diferentes ambientes. A norma (ASHRAE 55, 2013) também fornece orientações para a determinação da taxa metabólica com base em diferentes atividades. Inclui informações que listam as taxas metabólicas para várias tarefas, tais como descansar, dormir, atividades sentadas, caminhar e conduzir.

Vestuário

Para o vestuário segundo (ASHRAE, 2017) é avaliado a capacidade da roupa de isolar o corpo humano do ambiente externo e reduzir a perda de calor do corpo. É uma medida da resistência térmica oferecida pela roupa e é influenciada por fatores como o tipo de tecido, a espessura da roupa, a área da superfície da roupa e a permeabilidade ao ar. Geralmente expressa em unidades de clo ($1clo = 0,155 m^2C/W$), que representam a quantidade de isolamento térmico

fornecida por uma roupa que permite que uma pessoa em repouso mantenha uma temperatura corporal confortável em um ambiente com temperatura e humidade moderadas.

O nível de isolamento do vestuário necessário para o conforto térmico depende de vários fatores como a temperatura ambiente, o nível de atividade e as preferências individuais. Pode variar de tecidos finos e leves para uso de verão a tecidos grossos e pesados para roupas de inverno (ASHRAE 55, 2013). Segundo a norma já citada, para determinar a resistência térmica, clo , dos vestuários que envolve as pessoas que frequentam o ambiente a ser climatizado é disponibilizado uma tabela de referência.

Temperatura do Ar

A temperatura do ar é um fator chave na determinação do conforto térmico dos indivíduos, pois afeta a quantidade de calor que o corpo humano perde para o ambiente ou ganha. Assim, a percepção do conforto térmico é influenciada pela temperatura do ar no ambiente. No entanto, é importante notar que a temperatura do ar por si só pode não fornecer uma sensação completa do conforto térmico, uma vez que outros fatores como a humidade, o escoamento do ar e a temperatura média radiante também influenciam o nível de conforto percebido.

Temperatura Média Radiante

Refere-se à temperatura das superfícies circundantes que emitem e absorvem o calor radiante. É um fator importante na determinação do conforto térmico para os ocupantes. O conceito de temperatura média radiante permite o estudo das trocas de calor por radiação entre o homem e seus ambientes. Sendo a temperatura que é sentida pelo corpo humano devido à radiação térmica emitida por superfícies próximas. A temperatura radiante média pode ser calculada a partir da temperatura radiante plana em diferentes direções, tais como para cima, para baixo, direita, esquerda, frente e verso. Segundo a (ISO 7726, 2002) temperatura média radiante também pode ser medida com a utilização de instrumentos que permitem que a radiação das paredes de um recinto real seja aferida a um valor médio. Um dos instrumentos utilizados para a situação apresentada é denominado *globo negro*.

A temperatura radiante média, juntamente com a temperatura do ar ambiente, é utilizada para calcular a temperatura operativa, que é um parâmetro chave na avaliação do conforto térmico.

Velocidade do Ar

Em um ambiente climatizado a insuflação de ar novo desempenha um papel significativo no conforto térmico podendo ser desagradável caso esteja em altas velocidades, mas segundo (ASHRAE, 2017) tendo a velocidade do ar em uma gama de conforto os jatos tornam-se agradáveis e podem ser utilizados para compensar um aumento de temperatura. Sendo que, o ar em movimento aumenta o coeficiente de transferência de calor convectivo, resultando num maior efeito de arrefecimento. A velocidade do ar pode afetar significativamente o conforto térmico de uma pessoa, especialmente quando combinada com a temperatura do ar e a temperatura radiante.

De acordo com (Ratajczak et al., 2023) a ventilação adequada pode afetar significativamente o conforto térmico, proporcionando temperatura e velocidade do ar confortáveis na zona ocupada, dissipando os ganhos de calor solar no verão e influenciando o gradiente de temperatura do ar. Além disso, a ventilação pode impactar significativamente o balanço energético do edifício, tendo em conta a estratégia de ventilação ideal que pode melhorar o desempenho energético e o conforto térmico.

Humidade Relativa do AR

Níveis elevados de humidade relativa do ar podem fazer com que os indivíduos sintam-se desconfortáveis, uma vez que reduz a evaporação do suor da pele, que é um dos mecanismos naturais de resfriamento do corpo, dificultando o seu arrefecimento natural. Por outro lado, baixos níveis de humidade relativa do ar podem causar *secura* e desconforto, particularmente no sistema respiratório e na pele. A humidade relativa do ar também pode impactar a perceção da roupa, tornando-a menos agradável e os tecidos mais grosseiros. No contexto da norma (ISO 7730, 2005), recomenda-se manter a humidade relativa do ar entre 30% e 70%.

Também deve ser considerado que níveis elevados de humidade relativa do ar podem promover o crescimento de mofo e bolor, o que pode impactar negativamente a qualidade do ar interior e a saúde (ASHRAE, 2017).

Conceitos Auxiliares

A temperatura de um ambiente não necessariamente traz para um individuo a sensação térmica equivalente a esta temperatura, já que para as pessoas muitos fatores podem influenciar além

da temperatura média do ambiente, como, a temperatura média radiante e da velocidade do ar. E para quantificar esta alteração na sensação térmica foram criados conceitos auxiliares.

- Temperatura Operativa

Este conceito tem em conta não só a temperatura média do ar, mas também, a temperatura média radiante e uma influência relativa da velocidade do ar. A temperatura operativa, T_o , é definida como uma temperatura uniforme de um recinto preto imaginário, no qual um ocupante troca a mesma quantidade de calor por radiação e por convecção que num ambiente não uniforme (ASHRAE 55, 2013).

A norma (ASHRAE 55, 2013), diz que a temperatura operativa, T_o , pode ser calculada da seguinte forma:

$$T_o = A T_a + (1 - A)T_r \quad (1)$$

Sendo:

T_o	-Temperatura operativa;
T_a	-Temperatura média do ar;
T_r	-Temperatura média radiante;
A	-Coeficiente de ponderação.

Os coeficientes de ponderação são valores tabelados apresentados pela norma, tendo em conta a velocidade relativa do ar, Var :

Tabela 1 Coeficientes de ponderação A

Var	<0.2 m/s	0.2 até 0.6m/s	0.6 até 1.0m/s
A	0.5	0.6	0.7

Outro método para quantificar a temperatura operativa é citado por Kubwimana et al. (2023), em que diz que a temperatura operativa pode ser determinada pela média entre a temperatura média do ar, T_a , e a temperatura média radiante, T_r :

$$T_o = \frac{T_a + T_r}{2} \quad (2)$$

- Temperatura Operativa Ótima

O conceito de temperatura operativa trata-se de que satisfaz ao mesmo tempo o maior número de pessoas, dependendo da atividade que está sendo realizada e para um dado vestuário.

- Temperatura Equivalente

O escoamento do ar no ambiente influencia na sensação térmica do indivíduo. Este parâmetro considera a perda de calor sensível do indivíduo por conta da velocidade do ar. A temperatura equivalente representa a temperatura que uma pessoa sente (Conceição, 1996). O estudo citado apresenta a seguinte equação para quantificar a temperatura equivalente:

$$T_{eq} = 0.55T_a + 0.45T_r + \frac{0.24-0.75\sqrt{U}}{1+I_{cl}} (36.5 - T_a) \quad (3)$$

Sendo:

T_{eq} [°C] - Temperatura equivalente.
 I_{cl} [m² °C W⁻¹] - Resistência térmica do vestuário.
 U [m s⁻¹] - Velocidade do ar.

Na equação apresentada o último termo inclui situações em que a velocidade do ar é maior que 0.1 [m/s].

- PMV

Num trabalho realizado por Fanger & Toftum (2002), foi desenvolvido o modelo PMV como uma ferramenta que prevê a sensação térmica em função da atividade, do vestuário e dos quatro padrões ambientais térmicos: temperatura do ar, temperatura média radiante, velocidade do ar e umidade relativa do ar. Fanger e Toftum afirmam que o modelo PMV é uma ferramenta flexível que inclui as principais variáveis que influenciam na sensação térmica. Quantifica o impacto absoluto e relativo desses seis fatores e pode, portanto, ser utilizado em ambientes interiores que tem em seus projetos diferentes sistemas de AVAC, atividades e diferentes tipos de vestuário.

O modelo PMV é um método utilizado no cenário internacional desde 1980. É alvo de muitos estudos por mostrar-se uma ferramenta muito eficaz para investigações relacionadas ao conforto humano. Este método possibilita quantificar as variáveis que afetam o conforto térmico, possibilitando um controle mais eficaz do sistema AVAC de modo a proporcionar conforto humano e um baixo consumo de energia (Atthajariyakul e Leephakpreeda, 2005).

Os autores Atthajariyakul e Leephakpreeda, (2005), relatam que o índice de conforto térmico mais utilizado é o índice de Voto Médio Previsto (PMV), proveniente da língua inglesa (*Predicted Mean Vote*). Este modelo de PMV prevê o voto médio da sensação térmica numa escala padrão térmica para um grupo de pessoas num determinado clima interior. Os valores do índice PMV variam entre -3 e +3, o que corresponde a sensação do ocupante de frio para quente, enquanto o valor nulo do PMV significa uma situação neutra.

Segundo Fanger (1973), o PMV utiliza uma escala de 7 valores que foi introduzida por Gagge em 1941, que vai desde -3 até 3, correspondendo a:

- 3 muito frio;
- 2 frio;
- 1 ligeiramente frio;
- 0 neutro;
- + 1 ligeiramente quente;
- + 2 quente;
- + 3 muito quente.

A ferramenta de avaliação leva em conta as respostas fisiológicas das pessoas envolvidas na pesquisa para o sistema termo-regulatório. Foi considerado em análise estatística as respostas de mais de 1300 participantes, o estudo de Fanger apresentou uma expressão que quantifica o índice PMV em função das variáveis que afetam o conforto térmico de forma mais significativa:

$$\begin{aligned}
 \text{PMV} = & (0.303e^{-0.036M} + 0.028)[(M - W) \\
 & - 3.05 \times 10^{-3} \times \{5733 - 6.99(M - W) - p_a\} \\
 & - 0.42\{(M - W) - 58.15\} \\
 & - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - p_a) - 0.0014 M(34 - T_a) \\
 & - 3.96 \times 10^{-8} F_{cl} \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\
 & - F_{cl} h_c(T_{cl} - T_a)]
 \end{aligned} \tag{4}$$

em que:

PMV	- Votação Média Previsível;
M	- Nível metabólico;
W	- Trabalho exterior;
Icl	- Resistência térmica do vestuário;
Fcl	- Relação entre a área do corpo vestida e a área despida;
Ta	- Temperatura média do ar;
Tr	- Temperatura Média Radiante;
U	- Velocidade do ar;
Pa	- Pressão parcial do vapor;
hc	- Coeficiente de transmissão de calor por convecção;
Tcl	- Temperatura média da superfície do vestuário.

A norma (ISO-7730) regulamenta o índice para que seja usado apenas para valores do índice PMV entre -2 e +2, e quando os seguintes parâmetros estão dentro do intervalo:

M [W m ⁻²]	- 46 a 232 (0.8 a 4 met);
Icl [m ² ×K W ⁻¹]	- 0 a 0.31 (0 a 2 clo);
Ta [°C]	- 10 a 30;
Tr [°C]	- 10 a 40;
U [m s ⁻¹]	- 0 a 1;
pa [Pa]	- 0 a 2700.

De acordo com Fanger (1973), para a avaliação de conforto térmico em determinado ambiente térmico o PPD (Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas), proveniente da expressão inglesa (Predicted Percentage of Dissatisfied), é o índice que limita a percentagem previsível de pessoas insatisfeitas. A relação entre o índice PMV e o PPD é exercida pela curva gaussiana, como se pode observar na figura abaixo. A curva é desenhada através da expressão:

$$PPD = 100 - 95e^{-(0.03353PMV^4 + 0.217PMV^2)} \quad (5)$$

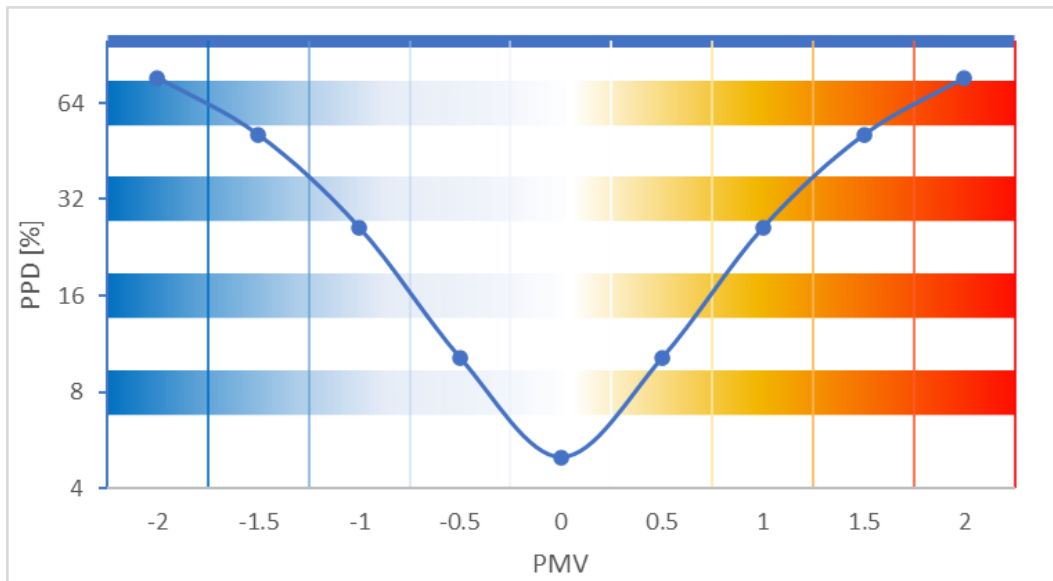


Figura 1 Gráfico PPD-PMV

A figura 1 apresenta o gráfico PPD-PMV a curva presente no gráfico foi gerada através da equação 5. Ao observar o gráfico nota-se que mesmo num ambiente termicamente neutro (PMV=0) 5 % das pessoas poderão considerar-se insatisfeitas. A imagem abaixo demonstra a metodologia desta ferramenta em três passos muito significativos.

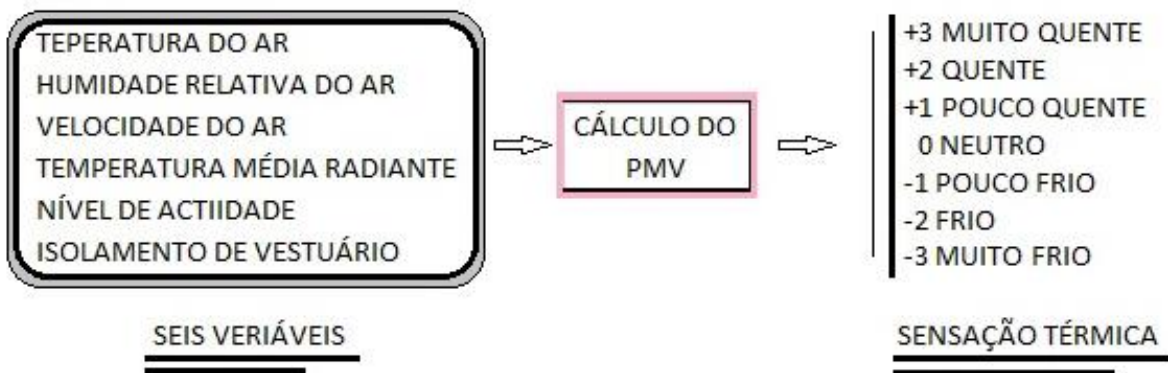


Figura 2 Esquema representativo – PMV

A figura 2 apresenta as variáveis presentes no cálculo do PMV juntamente com a escala de sensação térmica.

2.4 DESCONFORTO TÉRMICO LOCAL

De acordo com (Awbi, 2003), embora o corpo possa ser termicamente neutro num determinado ambiente e a equação de conforto térmico se dê como satisfeita, o indivíduo acaba por não sentir-se confortável caso uma parte do corpo estiver quente ou fria. Segundo (Conceição et al., 2010) o desconforto experimentado pelos indivíduos pode ser desencadeado devido a fatores como correntes de ar e frequência equivalente à velocidade do ar que dá a sensação de desconforto em áreas específicas do corpo. Conforme o próprio nome sugere, o desconforto térmico local está associado a um descontentamento que um indivíduo experimenta em uma área específica de seu corpo. Geralmente, pessoas com uma atividade moderada acabam por sentir desconforto térmico local de forma mais intensa do que aquelas com níveis de atividade mais elevados. Esse tipo de desconforto pode ser desencadeado, como já mencionado, por vários fatores, incluindo a velocidade do ar, uma grande variação da temperatura do ar na vertical, a temperatura do solo, resfriamento ou a assimetria da temperatura radiante.

Velocidade do Ar

A velocidades do ar quando muito elevadas acaba por gerar complicações no conforto, podendo causar resfriamento local na parte do corpo onde o ar é direcionado. Quando a velocidade do ar é muito baixa, o ar estagnado ao redor do corpo pode impedir a evaporação do suor, o que pode levar a uma sensação de abafamento. Por outro lado, quando a velocidade do ar é muito elevada, pode causar uma sensação de frio, mesmo em temperaturas relativamente quentes, devido ao aumento da perda de calor por convecção. Tanto a norma (ISO 7730, 2005) como a (ASHRAE 55, 2013), para um nível de atividade moderado, sugerem que o valor da velocidade do ar deve ser inferior a 0.15 m/s durante o inverno e 0.25 m/s durante o verão.

De acordo com estudo realizado por Fanger et al. (1988) a corrente de ar pode causar um resfriamento local indesejado no corpo humano. É uma das causas mais comuns de queixas em ambientes climatizados. As correntes de ar podem fazer com que as pessoas sintam-se desconfortáveis ao ponto de desligarem o sistema de ventilação ou obstruir as entradas de ar. Os ocupantes para amenizar a sensação de desconforto também podem elevar a temperatura do ambiente, podendo elevar o consumo de energia.

Diferenças de Temperatura do Ar na Vertical

A estratificação térmica faz com que a temperatura do ar ao nível da cabeça seja mais quente do que ao nível do tornozelo, podendo causar desconforto térmico (ASHRAE 55, 2013). Ambientes em que a temperatura do ar desde o chão até o teto não é constante e ocorre uma grande variação desta temperatura acaba por gerar uma sensação de desconforto no indivíduo. Quando a diferença desta grandeza é muito elevada, pode ocorrer desconforto devido ao aquecimento na zona da cabeça ou devido ao arrefecimento na zona dos pés (Conceição, 1996).

Temperatura do Chão

Os ocupantes podem sentir-se desconfortáveis devido ao contacto com superfícies do chão demasiado quentes ou demasiado frios. A temperatura do chão é o fator mais importante para o conforto térmico dos pés. Para diminuir o desconforto sentido nos pés, a norma (ASHRAE 55, 2013) recomenda que a temperatura do chão deve estar compreendida entre 18 e 29 °C, já a (ISO 7730, 2005) sugere uma temperatura entre 19 e 26 [°C].

Assimetria de Temperatura Radiante

Segundo (ASHRAE, 2017) a radiação térmica que incide ao redor do corpo pode não ser uniforme devido a superfícies quentes e frias próximas ao indivíduo ou pela radiação solar direcionadas a partes do corpo. Esta assimetria pode causar desconforto local e reduzir a aceitabilidade térmica do espaço.

Este tipo de desconforto pode eventualmente ser provocado por paredes sujeitas a radiação solar, por janelas, por painéis de aquecimento localizados nas extremidades do ambiente, ente outras causas (Conceição, 1996). A sensibilidade das pessoas em relação a assimetrias de radiação é mais expressiva quando causadas por tetos quentes do que por paredes quentes ou frias. A (ISO 7730, 2005) e a (ASHRAE 55, 2013) recomendam uma assimetria horizontal de temperatura média radiante inferior a 10 [°C] e uma assimetria vertical de temperatura média radiante inferior a 5 [°C].

Risco de Resfriamento

A insuflação do ar realizado pelo sistema de climatização de forma intensa ou próxima aos indivíduos acaba por provocar resfriamento em partes do corpo. Um grande arrefecimento por convecção causa incomodo e traz sensação de resfriamento na superfície da pele. Esta questão é um problema dos mais frequentemente encontrados em ambientes ventilados.

Os termo-receptores que são distribuídos pela superfície do corpo, detetam sensações de aquecimento ou de arrefecimento que o ambiente transmite para o corpo. As zonas do corpo desprotegidas pelo vestuário são as mais sensíveis a resfriamentos. As flutuações da velocidade do ar causam flutuações na temperatura da pele, provocando a resposta dinâmica nos termo-receptores de forma a enviar sinais para o cérebro (Conceição & Awbi, 2021).

Fanger e Christense, 1986 demonstra que o risco de resfriamento em espaços ventilados pode ser quantificado pela equação PD (Percentage of Dissatisfied). Esta expressão é baseada a partir do número de pessoas que se sentem insatisfeitas por conta de resfriamentos locais. Esta equação PD que quantifica este risco, em função da temperatura do ar e da velocidade do ar, é dada por:

$$PD = 13800 \left[\left(\frac{(U-0.04)}{T_a-13.7} + 0.0293 \right)^2 - 0.000857 \right] \quad (6)$$

Onde:

PD [%] - Percentage of Dissatisfied (Porcentagem de Insatisfeitos);
 U [m s⁻¹] - Velocidade do ar;
 T_a [°C] - Temperatura do ar.

Esta equação é válida para valores de velocidade do ar, U, entre 0.05 e 0.4 [m/s] e temperatura do ar, T_a, entre 20 e 26 [°C]. Este modelo incorpora o coeficiente de transmissão de calor por convecção, para ligar a turbulência às flutuações de temperatura da pele, e o modelo dos termo-receptores de Hensel, para ligar a sensação térmica às mesmas flutuações de temperatura.

Fanger et al. (1988) conclui que o um escoamento do ar com altas turbulências causa mais desconforto do que um escoamento do ar com baixa turbulência ambas tendo mesma velocidade e temperatura. Os autores apresentaram um modelo do risco de resfriamento que considera a intensidade de turbulência do ar, I_t , considera o coeficiente de transmissão de calor por convecção para assimilar a turbulência às flutuações de temperatura da pele. A percentagem de pessoas insatisfeitas, PD, é determinada pela equação:

$$PD = 3.143(34 - T_a)(U - 0.05)^{0.6223} + 0.3696 U I_t(34 - T_a)(U - 0.05)^{0.6223} \quad (7)$$

Esta expressão é válida para:

T_a [°C] - 20 a 26;
 U [m s⁻¹] - 0.05 a 0.4;
 I_t [%] - 0 a 70.

Segundo Gan (1995), a intensidade de turbulência do ar, I_t [%], pode ser determinada com a seguinte equação:

$$I_t = \frac{\sqrt{2 \times k}}{U} \times 100 \quad (8)$$

Sendo:

k [m² s⁻²] - Energia cinética da turbulência.

A energia cinética da turbulência é a energia cinética média por unidade de massa associada ao escoamento turbulento do ar. Fisicamente, a energia cinética da turbulência é caracterizada por flutuações medidas da velocidade quadrática média.

2.5 QUALIDADE DO AR INTERIOR

O ar é essencial para as células do corpo, também é crucial para controlar a temperatura corporal por meio da pele. Uma excelente condição atmosférica reflete-se em uma melhora na tonalidade da pele e em uma maior capacidade de resposta da própria pessoa, resultando em um aumento subsequente da resistência a doenças (Conceição, 1996).

O crescente aumento de fontes poluentes que originam de forma natural ou antropogénica através da circulação de veículos, presença de indústrias, consumo de tabaco, combustíveis, e outros poluentes, prejudicam a saúde humana. Afeta a qualidade de vida das pessoas podendo desenvolver problemas de saúde que elevam o aumento da taxa de absentismo, afetando a produtividade das indústrias e o sucesso educacional dos estudantes (Silva, 2022).

Segundo Matos et al., (2010), a qualidade do ar interior é influenciada pela localização, do clima, do número de ocupantes do edifício, do sistema de ventilação do edifício, e das fontes de contaminação (mobiliário, fontes de humidade, processos de trabalho, atividade dos ocupantes, poluentes exteriores).

Poluentes do Ar Interior

Em edifícios uma má qualidade do ar pode ocasionar riscos a saúde dos ocupantes. Provocando irritação nos olhos, nariz e garganta, secura das membranas mucosas e da pele, sangramento nasal, irritação cutânea, fadiga mental, dores de cabeça, rouquidão, espirros, náuseas e tonturas, entre outros. Esses sintomas englobam a percepção de um ar viciado e mal renovado. Outro tipo de risco para a saúde, frequentemente observado em meios de transporte público, por exemplo, é a infeção causada por vírus e bactérias quando a densidade de ocupação é elevada, estando associada à propagação de doenças pelas vias respiratórias (Conceição, 1996).

- Dióxido de Carbono

Em edifícios e lugares fechados com ocupação de pessoas o dióxido de carbono (CO₂) é um dos principais poluentes, devido a própria ocupação do espaço. Sendo que este poluente faz parte do metabolismo humano e é expelido durante a expiração. Em um ambiente, quanto maior for a taxa de ocupação deste espaço, maior será a sua concentração de CO₂. O dióxido de carbono também pode ser gerado através da combustão de gases ou lenha, que se torna relevante para ambientes como cozinhas (Freitas, 2016).

A ASHRAE 62 (2001), refere que a concentração de CO₂ pode ser um bom indicador da qualidade do ar em ambientes ocupados pelo homem.

- Monóxido de Carbono CO

Este é um gás tóxico que é associado constantemente a mortes por envenenamento, um gás perigoso por ser pouco perceptível aos sentidos humanos, sendo, incolor, não irritante, inodoro e insípido. O monóxido de carbono pode ter origem natural e/ou antropogénicas, sendo de forma natural pela atividade vulcânica, descargas elétricas, entre outros. Já a nível antropogénico, resulta de combustões incompletas normalmente associado ao escapamento dos automóveis, queima de lenha, carvão, entre outros, e processos de fabricação (Freitas, 2016;Wiater & Fiedoruk, 2022).

- Formaldeído CH₂O

O CH₂O é um poluente que causa irritação e desperta a sensibilidade das mucosas. Os sintomas incluem, irritação a garganta, dor de cabeça, problemas de memória e concentração, tontura, vertigens, falta de ar, ardência nos olhos, etc. As fontes de formaldeído mais comuns são os materiais dos edifícios, os contraplacados, os tecidos, produtos de limpeza, adesivos e outros (Matos et al., 2010).

- Partículas

As partículas são descritas como a matéria em suspensão no ar, como, poeira, fumo, grãos de pólen, esporos de fungos e líquidos que são pulverizados no ambiente. O próprio sistema de ventilação do ambiente pode transportar partículas do ambiente exterior para o interior como também expelir a sujidade empregues nas condutas. As partículas em excesso podem causar reações alérgicas, tais como olhos secos, irritações, tosse, espirros e dificuldades respiratórias (Matos et al., 2010; Silva, 2022).

Estas partículas causam efeitos negativos a saúde, quanto menor suas dimensões, maior a probabilidade de penetrar no aparelho respiratório e maiores os efeitos negativos que podem causar. As partículas mais nocivas possuem um diâmetro aerodinâmico inferior a 10 µm, denominadas PM₁₀, Dentro das PM₁₀ a fração com diâmetro aerodinâmico inferior a 2,5 µm, denominadas PM_{2,5} (Matos et al., 2010).

- Compostos Orgânicos Voláteis (COVs)

Os (COVs) têm pontos de ebulição na gama de 50-250°C. Existem vários químicos, sintéticos e naturais, que podem ser chamados de COVs. Nos edifícios uma grande variedade de fontes de compostos orgânicos voláteis são presentes, como os plásticos, fumo de cigarro, cera do chão, produtos de limpeza, substâncias associadas há combustão, impressoras fotocopadoras, e outros. A sensação de irritação e desconforto pode ocorrer como resposta à presença destas substâncias, juntamente com fatores de desconforto térmico e de stress (Matos et al., 2010).

- Microrganismos

O ar interior pode ser contaminado por microrganismos, como, fungos, bactérias e vírus. Estes microrganismos afetam à saúde do homem, causando irritações, reações alérgicas e infeções. É importante ter em atenção que indivíduos que possuam o sistema imunológico fragilizado estão mais suscetíveis a contrair infeções quando expostos a estes microrganismos (Matos et al., 2010).

- Influência da Humidade Relativa do ar na Qualidade do Ar

Quando a humidade relativa do ar atinge níveis elevados no ambiente, pode levar ao crescimento de mofo e bolor, causando problemas respiratórios e alergias. Pode também criar um ambiente interior húmido e desconfortável, levando a desconforto e redução da produtividade. Humidade relativa do ar em uma percentagem elevada pode contribuir para a deterioração dos materiais de construção, tais como podridão da madeira e corrosão de superfícies metálicas. Ambientes com esta condição também pode acabar por desenvolver um terreno fértil para os ácaros, que podem desencadear alergias e sintomas de asma. Também promover a proliferação de bactérias e vírus, aumentando potencialmente o risco de infeções e doenças. De acordo com ASHRAE 62 (2001) caso a humidade relativa do ar em ambientes exceda os 70%, poderá ocorrer contaminação no ambiente e desencadear consequências como as expressas anteriormente. Já quando a humidade relativa do ar atinge níveis inferiores a 30% pode causar secura e irritação da pele, olhos e sistema respiratório, levando a desconforto e potenciais problemas de saúde. Pode exacerbar condições respiratórias como asma e alergias, pois o ar seco pode irritar as vias aéreas e dificultar a respiração. Uma gama ótima para a humidade relativa do ar para o interior é de 40% a 60%, já que a baixa humidade relativa do ar também pode contribuir para irritação das membranas mucosas, aumentando o risco de

infecções respiratórias. De acordo com estudo realizado por Razjouyan et al. (2020) pessoas quando presentes num ambiente com humidade relativa do ar controlada entre 30% e 60% demonstram mais tolerância ao estresse. A ASHRAE 62 (2001) orienta que em espaços climatizados a humidade relativa esteja entre 30% e 60% com intuito de minimizar o crescimento de organismos alérgicos e patológicos.

- Influência da Temperatura do ar na Qualidade do Ar

A temperatura do ar interior pode ter várias influências na qualidade do ar em ambientes fechados. A temperatura do ar está frequentemente associada à humidade relativa do ar. A humidade relativa do ar é um fator crucial na qualidade do ar, pois níveis extremos, tanto muito baixos, quando muito altos, podem promover o crescimento de mofo, ácaros e outros alérgenos, afetando a saúde respiratória. A temperatura do ar influencia materiais de construção, móveis e produtos de limpeza a liberar poluentes voláteis. A temperatura do ar quando mais elevada pode acelerar a liberação de substâncias químicas desses materiais afetando a qualidade do ar interior. Quando a temperatura do ar aumenta, as correntes ascendentes também aumentam e transportam mais substâncias que por sua vez chegam com maior frequência ao nariz das pessoas. Assim sendo estas julgam o ar como sendo de pior qualidade (Conceição., 1996). Segundo (Fang et al., 1998) a aceitabilidade do ar diminui com o aumento da temperatura do ar e da humidade relativa do ar.

De acordo com o estudo realizado por Angelova et al. (2021) a temperatura do ar interior tem influência na concentração de dióxido de carbono exalado e na qualidade geral do ar interior. No estudo realizado, constatou que a concentração de CO₂ devido à expiração foi maior a uma temperatura do ar de 27 °C quando comparada ao nível de concentração de CO₂ em um ambiente com a temperatura do ar à 23°C, tanto numa sala de aula universitária como numa câmara climática especialmente concebida. Segundo o estudo, na sala de aula, a concentração de CO₂ a 27°C foi 6,2% superior à concentração de CO₂ quando no mesmo ambiente a temperatura do ar estava a 23°C. O artigo menciona ainda que a concentração de CO₂ na sala de aula foi menor a 27°C quando comparado o mesmo ambiente a uma temperatura do ar a 23°C. Segundo Conceição & Lúcio (2006) estes gases bio fluentes são inofensivos a saúde em baixas concentrações, mas em altas concentrações trazem danos a saúde.

Dióxido de Carbono Como Indicador da Qualidade do Ar e Ventilação

Segundo Persily et al, (2022) as concentrações de CO₂ não são uma boa métrica geral da qualidade do ar interior, devido muitas fontes de contaminantes não dependerem do número de ocupantes de um espaço. É considerado uma concentração interna de CO₂ abaixo de 1.000 ppm um indicador de qualidade do ar aceitável, no entanto o trabalho apresenta esta concentração de CO₂ que na melhor das hipóteses é um indicador da taxa de ventilação do ar externo por pessoa. Também deve-se considerar que as concentrações de CO₂ variam significativamente no interior dos edifícios e ambientes, dependendo de como a ventilação e a distribuição de ar são implementadas. A concentração de CO₂ no ar interior há muito tempo é utilizada para controlar as taxas de insuflação de ar externo, usando um processo conhecido como ventilação mecânica controlada (VMC). Essa estratégia de controle reduz o consumo de energia associado à ventilação excessiva durante os períodos de baixa ocupação e ajuda a garantir que os espaços sejam adequadamente ventilados com base na quantidade de ocupantes. De acordo com a ECA (1992) os humanos produzem dióxido de carbono, proporcional a sua taxa metabólica. Nas baixa concentrações que normalmente ocorrem em ambientes fechados, o CO₂ é inofensivo e não é percebido pelos ocupantes. De acordo o relatório fornecido pela European Concerted Action a percentagem de pessoas insatisfeitas, PD, em função da concentração do dióxido de carbono, Cco₂ é dada pela expressão:

$$PD = 395 \times \exp(-15.15[C_{CO_2}]^{-0.25}) \quad (9)$$

De acordo com os autores a concentração de dióxido de carbono, Cco₂ [ppm], deve ser introduzida em ppm. A função apresentada leva em consideração apenas espaços onde os ocupantes desenvolvem atividades sedentárias, como trabalho em escritório ou salas de aula e que os indivíduos são os únicos emissores de CO₂ no ambiente.

2.6 VENTILAÇÃO

Como foi apresentado anteriormente a qualidade do ar é de extrema importância para conforto e saúde dos ocupantes. A ventilação é crucial para manter a qualidade aceitável do ar interior e garantir o bem-estar dos ocupantes, sendo este um processo que consiste em introduzir ou remover ar num espaço por meio natural ou mecânico. A ventilação adequada ajuda a remover poluentes, odores dos espaços interiores, já que o sistema de ventilação introduz ar novo num

compartimento, retirando o ar rico em poluentes do ambiente. Ajuda a diluir e remover contaminantes transportados pelo ar, tais como compostos orgânicos voláteis (COV), dióxido de carbono e partículas, que podem ter efeitos adversos para a saúde.

A ventilação desempenha um papel significativo na redução do risco de problemas de saúde relacionados com a poluição do ar interior, incluindo problemas respiratórios, alergias e asma. O ar limpo deve ser fornecido continuamente aos espaços ocupados para manter a boa qualidade do ar interior na zona de respiração e extrair os contaminantes (Conceição et al., 2012). Este sistema ajuda a controlar os níveis de humidade relativa do ar, evitando o crescimento de mofo, bolor e outros microrganismos que podem impactar negativamente a qualidade do ar. De forma adequada contribui também para o conforto térmico, regulando a temperatura e evitando o acúmulo de calor em espaços fechados. Para um sistema de ventilação ser eficiente tem de garantir uma distribuição homogênea do ar dentro de um compartimento, para proporcionar uma taxa de renovações do ar aceitável em todo espaço ocupado.

A qualidade do ar pode não ser a mesma em um espaço ventilado. O que realmente conta para os ocupantes é a qualidade do ar na zona de respiração. Essa falta de homogeneidade da qualidade do ar em um espaço ventilado tem impacto nas necessidades de ventilação. A eficácia da ventilação depende da distribuição do ar e da localização das fontes de poluição no espaço. O recomendado é que o ar novo seja direcionado de forma eficiente para zona de respiração dos ocupantes (ECA, 1992).

A ventilação pode ser aplicada de diferentes formas, sendo a ventilação exercida de forma natural ou mecânica, onde as duas vertentes têm suas variações. No seguimento da ventilação natural algumas formas são; ventilação cruzada que utiliza aberturas em lados opostos de um espaço para permitir o escoamento do ar, criando uma ventilação natural e promovendo a troca de ar. Ventilação por convecção que baseia-se no princípio de que o ar quente é direcionado para cima de forma natural sendo extraído por aberturas posicionadas no teto, um vácuo é criado na parte inferior do edifício, sugando o ar fresco e criar um escoamento do ar vertical e ascendente. De forma mais objetiva o ar quente escapa através de aberturas altas, enquanto o ar frio entra pelas aberturas mais baixas, facilitando a ventilação natural. A ventilação acionada pelo vento aproveita a força do vento para conduzir o movimento do ar através de aberturas, como janelas, portas ou aberturas, criando ventilação natural.

Segundo Berquist et al., (2022) os sistemas de ventilação mecânica podem ser categorizados como sistemas centralizados e descentralizados. Dependendo do seu controle ou projeto, podem ser categorizados em uma das três abordagens, ventilação mecânica por exaustão, ventilação mecânica por insuflação, ventilação mecânica balanceada:

- Ventilação de exaustão usa ventiladores mecânicos para remover ar velho e poluentes de um espaço, criando pressão negativa e permitindo a entrada de ar fresco através de fissuras e aberturas;
- Ventilação por insuflação utiliza sistemas mecânicos para introduzir ar fresco exterior do espaço, melhorando a qualidade do ar interior;
- Ventilação balanceada exerce ventilação mecânica na exaustão e insuflação, não há pressurização nem despressurização no ambiente, mantendo o escoamento do ar equilibrado.

Amanowicz et al., (2023), diz que as condições térmicas e de humidade relativa do ar devem atender as expectativas dos indivíduos e aos requisitos legais. Os sistemas AVAC são responsáveis por moldar o microclima nos edifícios. Para manter as condições térmicas adequadas, são usados sistemas de ventilação e aquecimento. Caso a humidade relativa do ar também for regulada, isso é chamado de um sistema de ar-condicionado completo.

O ar novo ideal varia de acordo com as atividades dos ocupantes, existe diversos métodos para determinar a quantidade de ar a ser insuflada em um ambiente, sendo que, o sistema de ventilação também influencia. No entanto, uma estatística média e funcional é considerar o caudal volúmico 10 L/s de ar novo por pessoa para uma situação de atividade moderada (ASHRAE 62, 2001).

Taxa de renovação do ar

Segundo Conceição et al., (2012), a taxa de renovação do ar indica quantas vezes, por hora, o ar de um espaço fechado é trocado pelo ar proveniente do exterior. O número de renovações do ar, n , em caso de uma mistura completa no recinto, é determinado pela proporção entre o caudal volúmico de ar, Q , que entra e o volume do espaço, V , como é apresentado na equação a seguir:

$$n = \frac{Q}{V} = [1/h] \quad (10)$$

Onde:

- n [h^{-1}] - Número de renovações de ar;
 V [$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$] - Caudal volúmico de ar que entra;
 v_e [m^3] - Volume efetivo do compartimento.

2.7 GASES TRAÇADORES

Gases traçadores é uma técnica que permite avaliar a eficiência de um sistema de ventilação, taxa de renovações do ar, caudal de renovação do ar, idade do ar, entre outras variáveis. Este método possibilita uma avaliação global em todo o ambiente em que o sistema exerce atividade, como também, uma avaliação local. Para a seleção do gás traçador é preciso ter em consideração que o gás não deve trazer riscos para a saúde, nem ser inflamável. Deve ser inodoro, incolor e sua massa específica próxima à do ar. Esta técnica pode ser realizada de formas diferentes, como método da concentração decrescente, método da emissão constante e método da concentração constante, estes métodos são aplicados tendo em consideração o compartimento e a forma como o escoamento do ar comporta-se (Conceição, 1996).

Método da concentração decrescente

Este método é utilizado quando pretende-se determinar a taxa de renovações do ar num curto período. Ao utilizar este método inicialmente é emitido uma quantia de gás no interior do ambiente, posteriormente é preciso garantir uma boa homogeneidade do ar. Com o ambiente preparado, o decréscimo da concentração do gás traçador é registado ao longo do tempo numa ou em várias localizações. Este decaimento da concentração do gás ao longo do tempo permite determinar o número de renovações através da seguinte equação:

$$n = \frac{\ln [\Delta C(t)] - \ln [\Delta C(t+\Delta t)]}{\Delta t} \quad (11)$$

Sendo:

- n [h^{-1}] - Taxa de renovações do ar;
 $\Delta C(t)$ [ppm] - Concentração no instante t ;
 $\Delta C(t+\Delta t)$ [ppm] - Concentração no instante $t+\Delta t$;
 Δt [h] - Período total de medição.

Utilizando desta técnica é possível determinar valores médios e locais da taxa de renovações do ar. Para valores médios a taxa de renovações do ar pode ser determinada de duas formas, registar decaimento da concentração do gás em vários locais do ambiente ou registar o

decaimento da concentração do gás na extração. Para determinar valor local da taxa de renovação do ar basta registrar o decaimento da concentração do gás em um local específico de interesse.

Método da emissão constante

Neste método o gás deve ser injetado no ambiente com um caudal constante. A concentração do gás irá aumentar ao longo do tempo. Quanto maior a taxa de introdução do gás e menor a taxa de renovações do ar no interior do ambiente mais acentuada é a curva de crescimento do gás.

Método da concentração constante

Uma técnica muito utilizada em zonas habitadas quando as medições demoram longos períodos, de forma controlada o gás é injetado no ambiente para que obtenha uma concentração constante ao longo do tempo. A quantidade de gás deve ser administrada com auxílio de um computador, para que a concentração no interior da zona mantenha-se constante. Assim, o número de renovações é diretamente proporcional ao caudal volúmico da emissão do gás traçador.

2.8 MODELO ADI

Um bom sistema de ventilação consegue alcançar o conforto térmico e uma boa qualidade do ar interior. O índice de distribuição de ar (Air Distribution Index - ADI) apresentado em Awbi (2003), é um indicador do nível de conforto térmico, nível de qualidade do ar, eficácia para remoção de calor e contaminantes. ADI é uma função do número de conforto térmico e do número de qualidade do ar e é calculado com a seguinte equação:

$$ADI = \sqrt[2]{N_{TC} \times N_{AQ}} \quad (12)$$

Onde:

- ADI - Índice de distribuição de ar;
- N_{TC} - Número de conforto térmico;
- N_{AQ} - Número de qualidade de ar.

De acordo com o modelo atual, obtiveram-se os maiores valores ADI para sistemas com alta eficiência na remoção de calor, alta eficiência para a remoção dos contaminantes, menor número de pessoas insatisfeitas PPD relacionado ao conforto térmico e PD relacionado à qualidade do ar interior. Segundo Awbi (2003), o desempenho de um sistema de ventilação pode ser medido pelo valor do ADI, isto é, quanto maior o seu valor, melhor o seu desempenho.

N_{TC} representa o número de conforto térmico é determinado de acordo a seguinte equação:

$$N_{TC} = \frac{\epsilon_{TC}}{PPD} = \frac{T_0 - T_i}{PPD} \quad (13)$$

Onde:

- ϵ_{TC} [%] - Eficiência de remoção de calor;
- PPD [%] - Percentagem previsível de pessoas insatisfeitas;
- T_0 [°C] - Temperatura do ar na exaustão;
- T_i [°C] - Temperatura do ar na insuflação;
- T_{body} [°C] - Temperatura média do ar em redor do corpo humano.

N_{AQ} representa o número de qualidade do ar é determinado com a seguinte equação:

$$N_{AQ} = \frac{\epsilon_{AQ}}{PD} = \frac{C_0 - C_i}{395e^{(-1,83V^{0,25})}} \quad (14)$$

Onde:

- ϵ_{AQ} [%] - Eficiência de remoção de contaminantes;
- PD [%] - Percentagem de pessoas insatisfeitas devido à qualidade do ar;
- V [L s⁻¹] - Caudal de ar renovado por ocupante;
- C_0 [mg m⁻³] - Concentração de contaminante na extração de ar;
- C_i [mg m⁻³] - Concentração de contaminante na insuflação de ar;
- C_B [mg m⁻³] - Concentração de contaminante na zona de respiração.

2.9 JATOS CONFLUENTES

De acordo com Awbi, (2003), quando os jatos que saem de diferentes orifícios no mesmo plano, fluem em direções paralelas, então, a uma certa distância eles aglutinam-se e movem-

se como um único jato. Quando jatos redondos livres estão saindo de diferentes orifícios com eixos paralelos no mesmo plano de escoamento, eles fundem-se uns com os outros e movem-se como um único jato a uma certa distância. A distância das saídas em que os jatos fundem-se depende da distância entre as áreas das saídas.

Outro estudo realizado por Awbi et al., (2008), as características dos jatos confluentes de parede são investigadas experimentalmente e numericamente sob condições isotérmicas. Uma comparação com o decaimento realizado no estudo entre jatos confluentes de parede e outro tipo de jatos mostra que o momento dos jatos confluentes na parede pode ser mais conservado que os outros e possui um maior efeito na distribuição do ar horizontalmente no chão. Este estudo mostra que a uma certa distância do dispositivo de entrada, os jatos atuam como um único jato e o fenômeno de jatos confluentes é estabelecido.

Outro estudo realizado por Yang et al., (2019), demonstra o funcionamento dos jatos confluentes próximos a uma parede. Na aplicação de ventilação, os jatos confluentes são frequentemente usados de modo que o jato possa ser lançado sobre uma parede em direção ao chão. Esse alinhamento dos jatos confluentes pode ser descrito como jatos confluentes de parede devido ao seu desenvolvimento em uma parede ou nas proximidades dela. Os jatos prendem-se à parede devido ao efeito Coanda tornam-se um jato de parede e geralmente movem-se para baixo em direção ao chão. De forma mais detalhada, o ar insuflado escoar pela parede e vai de encontro ao chão, em seu impacto com o chão faz com que o ar novo espalhe-se de forma horizontal paralelo ao chão. Esta ação é benéfica e favorece a renovação de ar do ambiente, já que o processo de renovação ocorre de forma ascendente. Assim, o ar novo insuflado no ambiente irá misturar-se menos com o ar contaminado que já estava presente no ambiente e também evita que o ar novo insuflado seja direcionado diretamente ao sistema de extração do ambiente. Desta forma faz com que o sistema de ventilação seja mais eficiente.

2.10 MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL CFD

A dinâmica computacional de fluídos (CFD), proveniente da palavra inglesa (*Computational Fluid Dynamics*), vem sendo muito utilizada como um método de simulação do escoamento ar em ambiente interior. O escoamento do ar no interior do ambiente possui um comportamento muito complexo, o que dificulta a condução de pesquisas. Em princípio, as medições no local em um ambiente fechado (ou seja, escritório, sala de aula ou quarto) fornecem as informações mais realistas sobre o escoamento do ar e a qualidade do ar. As

condições impostas num modelo CFD para simulação do comportamento do escoamento de um fluido são bastante difíceis de estabelecer, porque as interpretações dos pesquisadores sobre esses dados variam muito (Mahyuddin et al., 2015).

Segundo Janbakhsh (2015), os modelos numéricos em CFD podem prever o comportamento do escoamento do ar, a temperatura do ar, a velocidade do ar, a distribuição de contaminantes entre outras variáveis no ambiente interior e exterior dos edifícios. Os modelos CFD são fáceis de usar e facilitam em termos de tempo e custo. Devido ao aumento da velocidade dos supercomputadores que estão disponíveis nas últimas três décadas, as simulações numéricas vêm tendo mais espaço, já que o tempo de processamento dos modelos reduzem-se e tornam-se cada vez mais precisos e fiéis os resultados. O código CFD resolve equações de continuidade, equações de Navier-Stokes, equações de energia e equações de concentração. Os métodos de volumes finitos e elementos finitos são duas técnicas numéricas principais para solução das equações. O CFD fornece informações detalhadas nos resultados e além disto, permite a visualização e apresentação dos resultados calculados.

3

METODOLOGIA NUMÉRICA E EXPERIMENTAL

3.1 MODELOS NUMÉRICOS

O modelo numérico do escoamento no interior das condutas e o modelo numérico computacional de dinâmica de fluidos são utilizados neste trabalho. O primeiro é utilizado para determinar o escoamento do ar no interior das condutas, nomeadamente, velocidade do ar, perdas de cargas localizadas e perdas de cargas contínuas, enquanto o segundo é utilizado não só para avaliar o escoamento do ar ao redor dos ocupantes, mas também a qualidade do ar que os ocupantes estão sujeitos

Modelo numérico do escoamento no interior das condutas

Este modelo é utilizado para determinar a velocidade do ar à entrada da câmara e a perda de carga na saída dos jatos confluentes. É realizado um conjunto de equações de forma separada da simulação CFD. Nesta situação de estudo deve-se levar em consideração conhecimentos que referem-se a escoamentos interiores de fluidos newtonianos, que em geral são líquidos e gases correntes, sendo os principais referidos o ar e água. Este modelo é baseado nas equações de Euler, Bernoulli, Darcy-Weisbach, que são muito usadas em pesquisas que pretendem-se determinar comportamentos dos fluidos e perdas de cargas. Para a resolução deste sistema de equações é utilizado um software de resolução de sistemas de equações não lineares.

Modelo numérico do escoamento no interior da câmara

O modelo numérico que simula o escoamento no interior da câmara, também designado por CFD (Computational Fluid Dynamics), em regime estacionário e em condições não isotérmicas dentro de um espaço ocupado, em coordenadas cartesianas, foi utilizado no presente trabalho. Segundo Conceição et al., (2010), neste modelo numérico é utilizada as seguintes equações:

- uma de continuidade de massa;
- três de momento;
- uma de energia;
- uma de energia cinética turbulenta;
- uma equação de taxa de dissipação de energia turbulenta.

O software numérico desenvolvido calcula tridimensionalmente a velocidade do ar, a temperatura do ar, a energia cinética turbulenta e o campo de taxa de dissipação de energia turbulenta dentro dos espaços ocupados. Na discretização de equações diferenciais parciais utiliza-se o método dos volumes finitos, nos escoamentos convectivos/difusivos utiliza-se o esquema híbrido, nas equações de velocidade e pressão utiliza-se o algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations), na geração da malha é utilizada uma metodologia não uniforme, na resolução do sistema de equações é utilizado um método iterativo TDMA (Tri- Diagonal Matrix Algorithm) e na simulação de turbulência é utilizado o modelo $k-\epsilon$.

O estudo relata que o campo tridimensional de velocidade do ar, calculado numericamente, é utilizado para calcular a taxa de renovação do ar em cada volume infinitesimal. A taxa de renovação do ar é definida como a razão entre o escoamento do ar que entra em um volume por hora e o volume infinitesimal efetivo. Por outras palavras, é o número de vezes, durante uma hora, que o volume de ar interior é substituído. Os valores numéricos da velocidade do ar são submetidos a uma correção feita por um modelo empírico, sendo comparada com a velocidade do ar obtida de forma experimentalmente pelos sensores omnidirecionais (Conceição et al., 2010).

3.2 DESCRIÇÃO DA CÂMARA

Os ensaios de medição dos parâmetros de qualidade do ar e escoamento do ar foram realizados numa câmara experimental com as dimensões de $2,3 \times 2,6 \times 2,3 \text{ m}^3$ de volume, no Campus de Gambelas da Universidade do Algarve. A câmara experimental tem uma porta de dimensões $0,6 \times 1,9 \text{ m}$ e duas janelas com um vidro simples de dimensões $0,9 \times 0,96 \text{ m}$. Os jatos confluentes verticais são insuflados na sala (câmara) a uma altura de $1,75 \text{ m}$ acima do nível do chão. Neste modelo foram usadas condutas de plástico PVC, com diâmetro de 125 mm . A extração de ar está montada a uma altura de $1,8 \text{ m}$ do nível do chão. O sistema de ventilação é equipado com os ventiladores de modelo TD-350/125 para insuflação do ar e, já a extração é equipada com ventilador de modelo Silent-300.

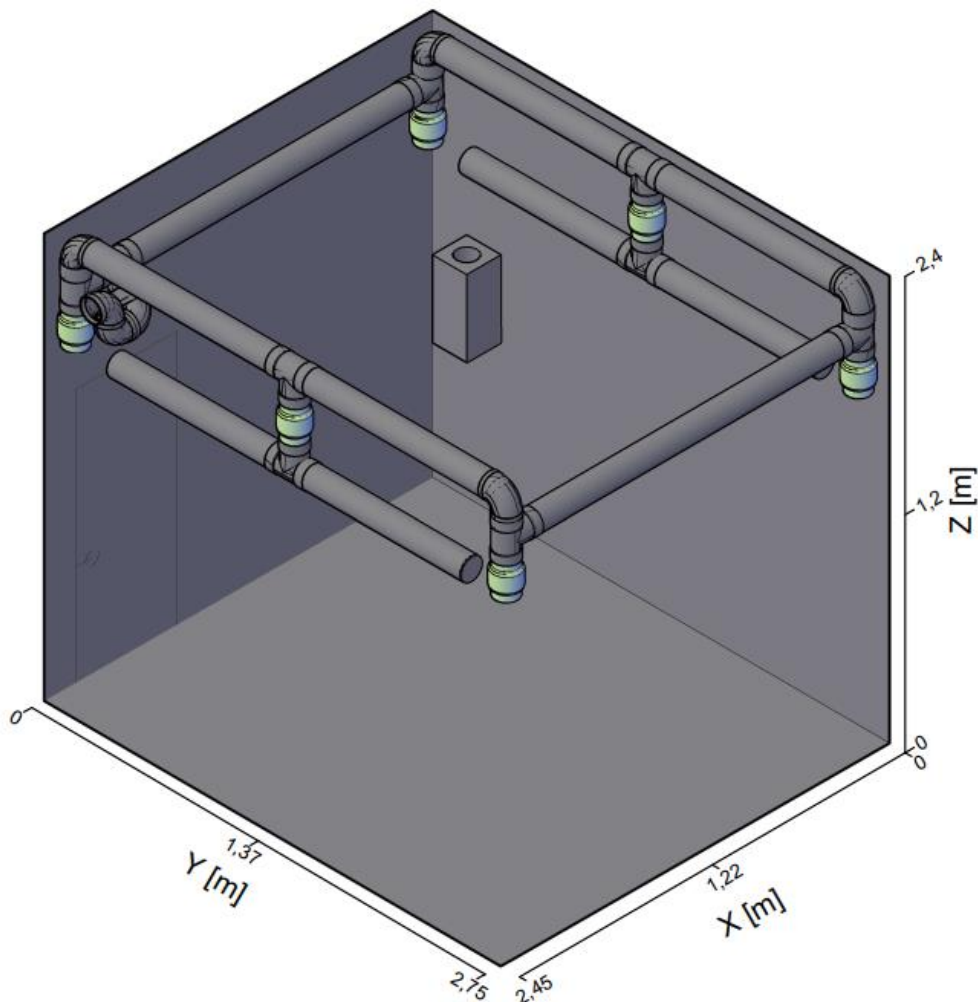


Figura 3 Modelo 3d Câmara climatizada- Camp. Gambelas UALG

A figura 3 apresenta uma representação tridimensional da câmara climática e das condutas que compõe o sistema de ventilação.

3.3 MODELO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO NO INTERIOR DAS CONDUTAS

No presente trabalho, este modelo numérico pretende determinar o comportamento do escoamento do ar no interior das condutas que compõe o sistema de ventilação da câmara. As perdas de cargas causadas pelas condutas e os seus efeitos na distribuição do ar são consideradas para a elaboração deste modelo numérico. O modelo baseia-se nas equações de Euler, Bernoulli, Darcy-Weisbach, e utilizado um software de resolução de sistemas de equações não lineares.

A figura 4 apresenta o modelo representativo da câmara climática em 3D para ambos os sistemas de ventilação citados:

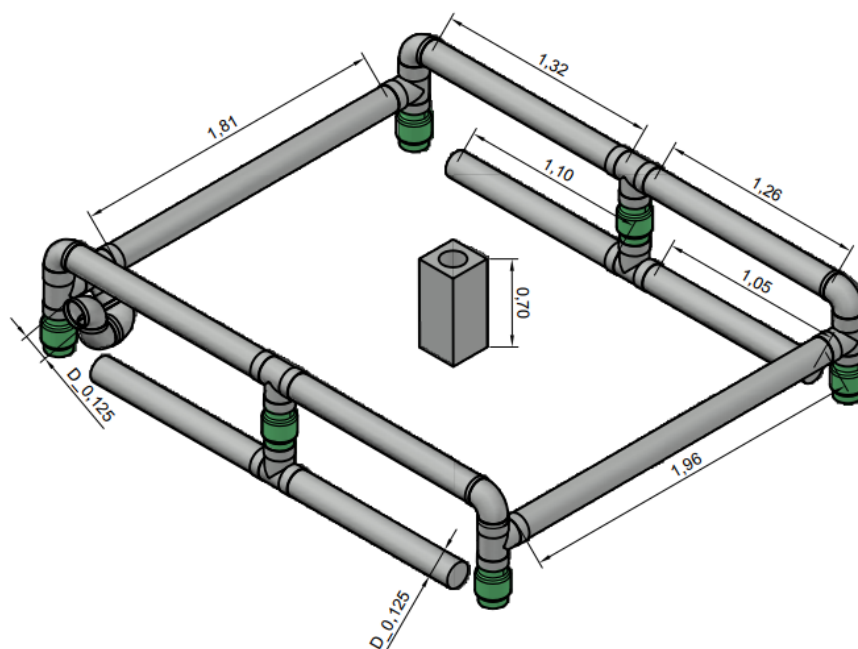


Figura 4 Representação tridimensional do sistema de ventilação por JCV

3.3.1 CURVA CARACTERÍSTICA DO VENTILADOR

Os ventiladores instalados no sistema de ventilação da câmara, proporcionam um ganho de energia no escoamento do ar que circula no interior das condutas, com intuito de que o ganho de energia seja suficiente para que vença as perdas de carga da instalação. As curvas características de funcionamento dos ventiladores instalados, permite determinar o caudal mássico imposto no sistema por cada ventilador. A câmara dispõe de dois modelos diferentes de ventiladores, modelo TD 350/125 para sistema de insuflação e SILENT 300 para a extração.

As curvas de funcionamento dos ventiladores foram fornecidas pelos fabricantes Soler & Palau Ventilation Group, com os dados disponibilizados foram elaborados os gráficos apresentados na figura 5 e figura 6.

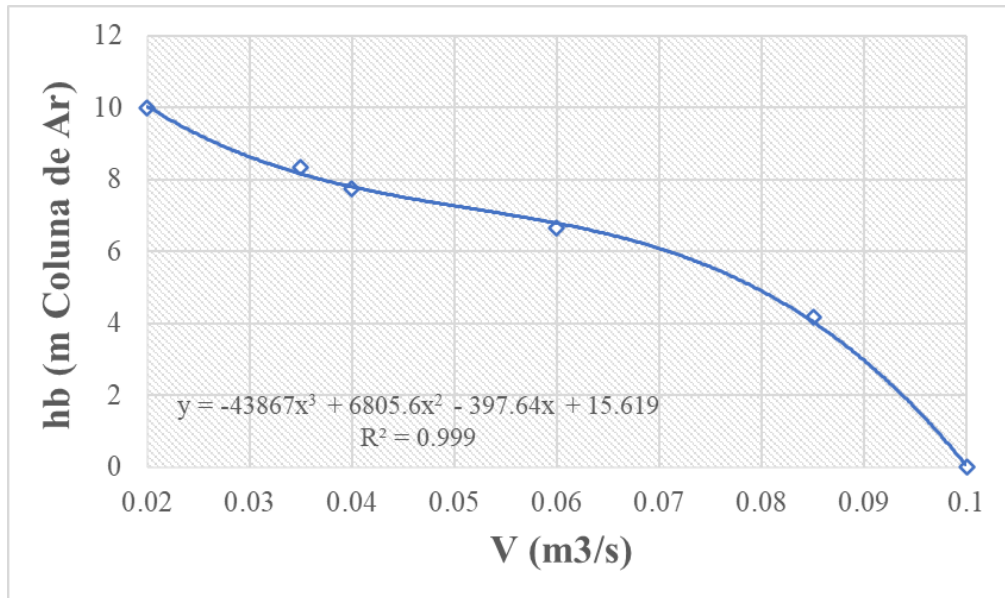


Figura 5 Curva de Funcionamento TD-350/125

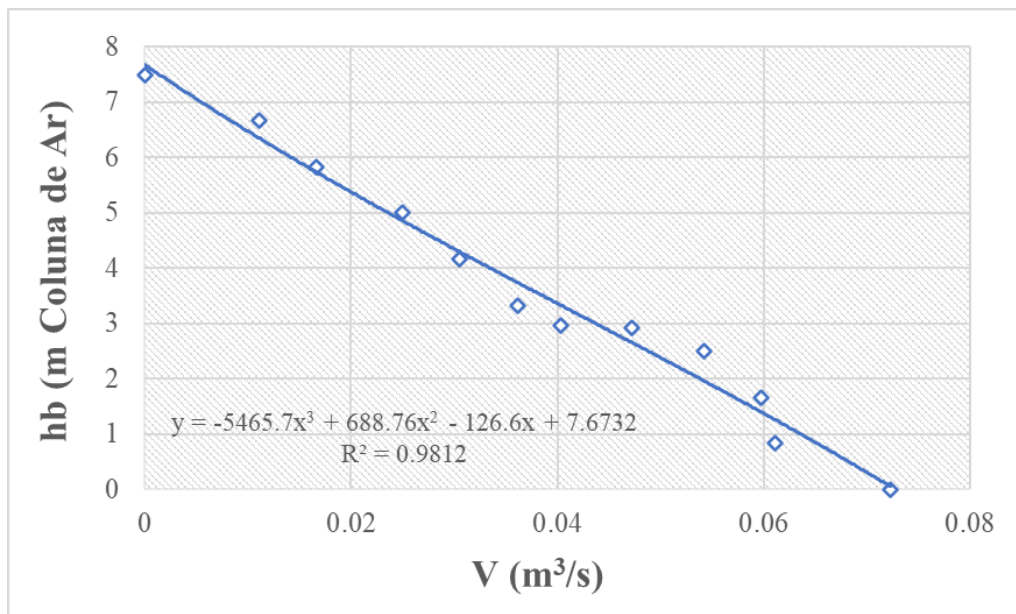


Figura 6 Curva de Funcionamento SILENT-300

Tendo as curvas de funcionamento de cada modelo de ventilador instalado é possível determinar as equações polinomiais de terceira ordem. Este processo tem papel importante no compilado das equações presentes no software de resolução de sistemas de equações não lineares, pois representa o ganho de energia no escoamento de massa no interior das condutas.

$$h_b = -43867 \times \dot{m}^3 + 6805,6 \times \dot{m}^2 - 397,64 \times \dot{m} + 15,619 \quad (15)$$

$$h_{be} = -5465,7 \times \dot{m}^3 + 688,76 \times \dot{m}^2 - 126,6 \times \dot{m} + 7,6732 \quad (16)$$

Sendo:

- \dot{m} [kg s⁻¹] - Caudal mássico;
- h_b [m] - Altura disponível da bomba insuflação.
- h_{be} [m] - Altura disponível da bomba de exaustão.

Para cada ventilador presente na instalação deve haver uma equação de ganho de energia. O caudal mássico da conduta em que o ventilador está instalado é o que deve-se considerar na equação. Esta equação atua em conjunto com o balanço de massa que será demonstrado posteriormente.

3.3.2 SISTEMA DE VENTILAÇÃO POR JATOS CONFLUENTES VERTICAIS

O sistema de ventilação por jatos confluentes verticais é composto por dois ventiladores do modelo TD-350/125 que realizam o processo de insuflação de ar no interior da câmara e um ventilador de modelo SILENT-300 para extração do ar.

Montagem Experimental

Inicialmente para que seja mais perceptível os prováveis trajetos que o ar pode adotar no decorrer da instalação da câmara é preciso elaborar um diagrama, um desenho esquemático, que represente a instalação da câmara. De certa forma, este diagrama auxilie para determinar as perdas de cargas da instalação e auxilie na realização do balanço de massa do sistema.

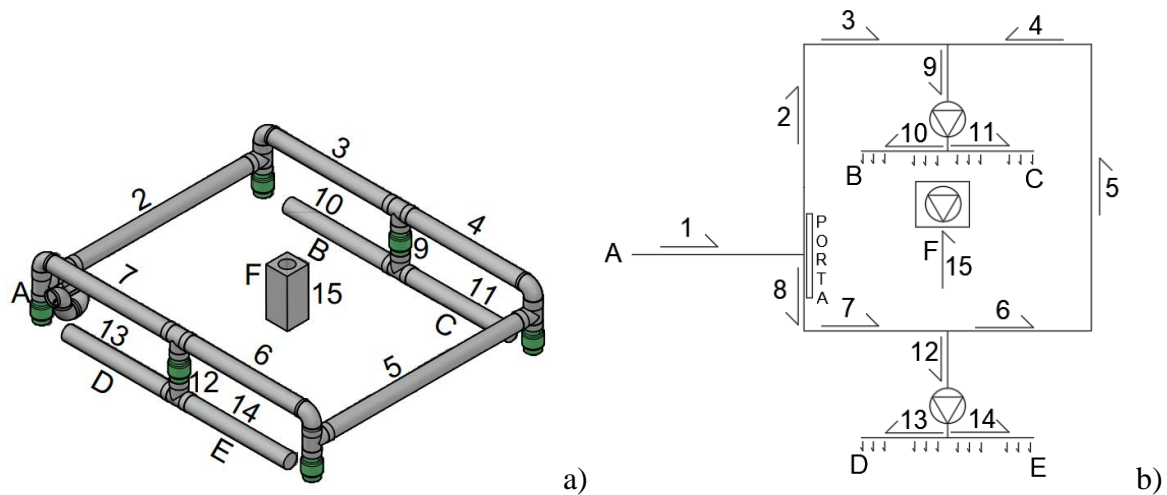


Figura 7- Modelo em 3D do sistema de ventilação por JCV a), Diagrama da instalação do sistema de ventilação por JCV b).

A figura 7 apresenta o diagrama do sistema do sistema de ventilação jatos confluentes verticais em conjunto uma representação tridimensional da instalação. A entrada de ar no sistema de ventilação é apresentada no desenho esquemático como letra A, os jatos que insuflam ar no ambiente interior são destacados como B, C, D e E, já a extração é nomeada como F. Os pontos evidenciados representam os trajetos que o ar percorre neste sistema de ventilação.

Sistema de Equações de Massa

Considerando o esquema representativo acima é possível determinar um balanço de massa, tendo a seguinte equação que determina o caudal mássico:

$$\dot{m}_i = \rho_{ar} \pi v_i \left(\frac{d_i}{2} \right)^2 \quad (17)$$

Sendo que:

- $\rho_{ar} [\text{kg m}^{-3}]$ - Massa específica do ar.
- $\dot{m} [\text{kg s}^{-1}]$ - Caudal mássico.
- $d [\text{m}]$ - Diâmetro.
- $v [\text{m s}^{-1}]$ - Velocidade do escoamento.

Este cálculo deve ser realizado para cada conduta da instalação, levando em consideração as dimensões de cada uma delas. O sistema de ventilação por JCV possui 15 condutas que o compõe, como apresentado no diagrama acima. Para cada conduta é preciso uma equação de massa. Para a massa específica do ar foi considerado $\rho_{ar} = 1.2$ [kg/m³]. Considerando as condutas que compõe o sistema de ventilação foi desenvolvida a relação de equações apresentadas abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_1 = \rho \pi v_1 \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_2 = \rho \pi v_2 \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_3 = \rho \pi v_3 \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_4 = \rho \pi v_4 \left(\frac{d_4}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_5 = \rho \pi v_5 \left(\frac{d_5}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_6 = \rho \pi v_6 \left(\frac{d_6}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_7 = \rho \pi v_7 \left(\frac{d_7}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_8 = \rho \pi v_8 \left(\frac{d_8}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_9 = \rho \pi v_9 \left(\frac{d_9}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_{10} = \rho \pi v_{10} \left(\frac{d_{10}}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_{11} = \rho \pi v_{11} \left(\frac{d_{11}}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_{12} = \rho \pi v_{12} \left(\frac{d_{12}}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_{13} = \rho \pi v_{13} \left(\frac{d_{13}}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_{14} = \rho \pi v_{14} \left(\frac{d_{14}}{2}\right)^2 \\ \dot{m}_{15} = \rho \pi v_{15} \left(\frac{d_{15}}{2}\right)^2 \end{array} \right. \quad (18)$$

Para o balanço de massa é considerado uma situação de igualdade, sendo que a quantidade de massa de ar a ser insuflada do sistema é a mesma quantidade a ser extraída. Tendo em conta este sistema de ventilação o balanço de massa é pela equação 19:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_1 &= \dot{m}_8 + \dot{m}_2 \\
 \dot{m}_2 &= \dot{m}_3 \\
 \dot{m}_9 &= \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \\
 \dot{m}_9 &= \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \\
 \dot{m}_8 &= \dot{m}_7 \\
 \dot{m}_7 &= \dot{m}_{12} + \dot{m}_6 \\
 \dot{m}_{12} &= \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} \\
 \dot{m}_6 &= \dot{m}_5 \\
 \dot{m}_5 &= \dot{m}_4 \\
 \dot{m}_{15} &= \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14}
 \end{aligned} \tag{19}$$

Sistema de Equações de Energia

Observando o desenho esquemático do sistema de ventilação por JCV é possível determinar todos os prováveis caminhos que as partículas de ar podem percorrer na instalação e determina o número de equações de energia do sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} A \rightarrow B \rightarrow F \\ A \rightarrow C \rightarrow F \\ A \rightarrow C_2 \rightarrow F \\ A \rightarrow D \rightarrow F \\ A \rightarrow E \rightarrow F \end{array} \right.$$

Sendo:

- A - Entrada de ar no sistema.
- B, C - Jatos de insuflação de ar.
- D, E - Jatos de insuflação de ar.
- F - Extração.

Dos cinco prováveis trajetos, o trajeto A-C-F repete-se, sendo que, o A-C-F o ar é transportado pelas condutas 1, 2, 3, 9, 11 e 15, já o trajeto A-C₂-F o ar é transportado pelas condutas 1, 8, 7, 6, 5, 4, 9, 11, e 15.

É utilizado uma equação de energia para cada trajeto determinado a partir do diagrama do sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_A}{\rho g} + \frac{U_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{U_F^2}{2g} + Z_F + h_{f1\ 2\ 3\ 9\ 10\ 15} + h_{k1\ 2\ 3\ 9\ 10\ 15} - h_b - h_{be} \\ \frac{P_A}{\rho g} + \frac{U_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{U_F^2}{2g} + Z_F + h_{f1\ 2\ 3\ 9\ 11\ 15} + h_{k1\ 2\ 3\ 9\ 11\ 15} - h_b - h_{be} \\ \frac{P_A}{\rho g} + \frac{U_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{U_F^2}{2g} + Z_F + h_{f1\ 8\ 7\ 6\ 5\ 4\ 9\ 11\ 15} + h_{k1\ 8\ 7\ 6\ 5\ 4\ 9\ 11\ 15} - h_b - h_{be} \\ \frac{P_A}{\rho g} + \frac{U_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{U_F^2}{2g} + Z_F + h_{f1\ 8\ 7\ 12\ 13\ 15} + h_{k1\ 8\ 7\ 12\ 13\ 15} - h_b - h_{be} \\ \frac{P_A}{\rho g} + \frac{U_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{U_F^2}{2g} + Z_F + h_{f1\ 8\ 7\ 12\ 14\ 15} + h_{k1\ 8\ 7\ 12\ 14\ 15} - h_b - h_{be} \end{array} \right. \quad (20)$$

Sendo:

- P [Pa] - Pressão do sistema.
- U [m s^{-1}] - Velocidade do escoamento.
- g [m s^{-2}] - Aceleração da gravidade.
- z [m] - Altura das cotas.
- h_b [m] - Altura disponível da bomba insuflação.
- h_{be} [m] - Altura disponível da bomba de exaustão.
- h_f [m] - Perda de carga contínua na conduta.
- h_k [m] - Perda de carga localizada na conduta.

Considerando a parte externa e interna da câmara a mesma pressão e considerando que a diferença de cotas não afeta significativamente os resultados é possível realizar uma simplificação as equações de energia:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{be} + h_b = h_{f1\ 2\ 3\ 9\ 10\ 15} + h_{k1\ 2\ 3\ 9\ 10\ 15} \\ h_{be} + h_b = h_{f1\ 2\ 3\ 9\ 11\ 15} + h_{k1\ 2\ 3\ 9\ 11\ 15} \\ h_{be} + h_b = h_{f1\ 8\ 7\ 6\ 5\ 4\ 9\ 11\ 15} + h_{k1\ 8\ 7\ 6\ 5\ 4\ 9\ 11\ 15} \\ h_{be} + h_b = h_{f1\ 8\ 7\ 12\ 13\ 15} + h_{k1\ 8\ 7\ 12\ 13\ 15} \\ h_{be} + h_b = h_{f1\ 8\ 7\ 12\ 14\ 15} + h_{k1\ 8\ 7\ 12\ 14\ 15} \end{array} \right. \quad (21)$$

Perda de Carga Contínua

É a perda de carga devido às forças viscosas que opõem-se ao movimento. É diretamente proporcional à distância percorrida. Para cada parte da tubulação que compõe o esquema de ventilação da câmara causa uma perda de carga.

$$h_{fi} = f_i \frac{\Delta L_i}{d_i} \frac{U_i^2}{2g} \quad (22)$$

Sendo:

ΔL [m] - Comprimento de uma conduta.
 f - Coeficiente de perda de carga.

O coeficiente de perda de carga, pode ser determinado pelo método de Darcy-Weisbach. Mas para materiais muito utilizados na indústria, os coeficientes, f , já estão determinados. Os valores referentes ao coeficiente de perda de carga, f , foram determinados a partir das funções e dados fornecidos pelo software de resolução de sistemas de equações não lineares.

Perda de Carga Localizada

A perda de carga localizada pode ser definida como a perda de energia associada a uma anomalia que ocorre na conduta. Esta anomalia pode ser secção curta da tubagem que é afetada pelas condições de variação do caudal que provocam esta perda de carga. Normalmente as perdas de carga localizadas ocorrem devido a curvas, conexões, equipamentos presentes dentro da tubulação, entre outras implicações que provoca uma forte turbulência no escoamento do fluido. Como nas perdas de carga contínuas, todas as perdas de cargas localizadas que afetam um determinado trajeto devem ser somadas:

$$h_{ki} = k_i \frac{U_i^2}{2g} \quad (23)$$

Para determinar as perdas de carga localizada, deve-se ter em conta o coeficiente adimensional de perda de carga localizada “k” que depende do tipo de anomalia que está a produzir a perda de carga. Os valores referentes ao coeficiente de perda de carga localizada, k , foram determinados a partir das funções e dados fornecidos pelo software de resolução de sistemas de equações não lineares.

Dimensão das Conduas do Sistema de Ventilação por Jatós Confluentes Verticais

Para que o modelo numérico determinar o caudal mássico das condutas de insuflação de ar (10, 11, 13, 14) é preciso levar em consideração o diâmetro equivalente dos furos presentes nas condutas.

A figura 8 apresenta o sistema de ventilação JCV por uma perspectiva inferior.

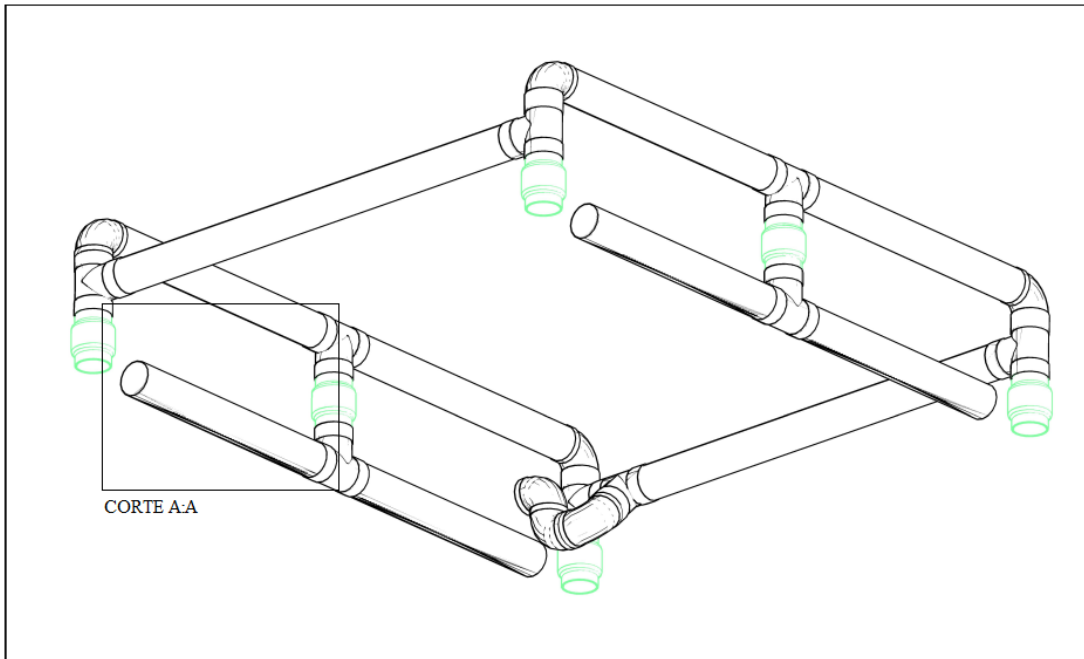


Figura 8 Vista inferior do modelo em 3D do sistema de ventilação por JCV

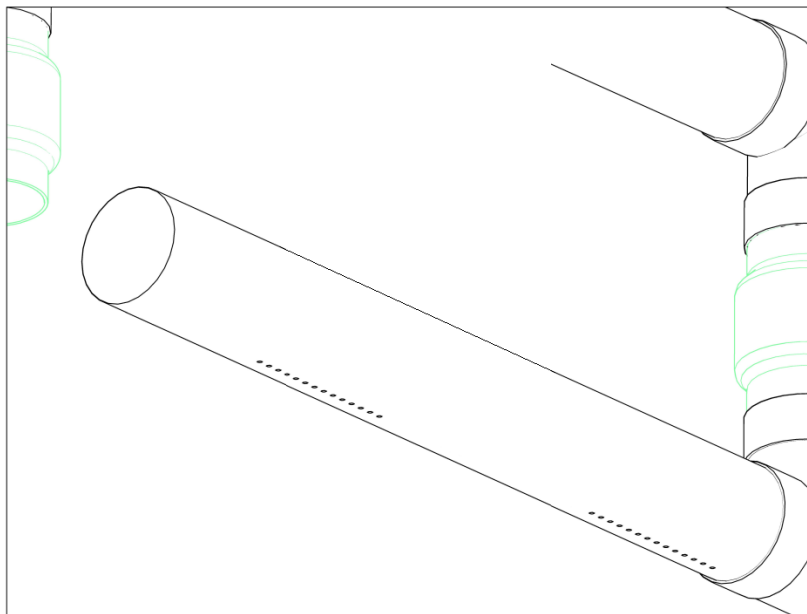


Figura 9 CORTE A:A

A figura 9 apresenta o CORTE A:A da figura 8. Neste corte fica visível como os furos para insuflação do ar estão localizados nas condutas.

Sabemos que a instalação possui oito grupos de jatos, cada grupo com 14 furos de 6 mm de diâmetro, tendo em cada conduta dois grupos de jatos, ou seja, 28 furos por conduta. Para

determinar o diâmetro equivalente de saída de ar para cada conduta é preciso considerar em primeiro momento o somatório das áreas dos furos presentes em cada uma delas:

$$n_f \times \pi \times r^2 = A_{EQ} \quad (24)$$

$$D_{eq} = 2 \times \sqrt{\frac{A_{EQ}}{\pi}} \quad (25)$$

$$D_{eq} = 0.0317 \text{ [m]}$$

Sendo:

- n_f - Número de furos;
- $A_{EQ} \text{ [m}^2\text{]}$ - Área equivalente
- $D_{eq} \text{ [m]}$ - Diâmetro equivalente de entrada de ar.

A tabela 2 apresenta as dimensões de todas as condutas que compõe o sistema de ventilação por JCV:

Tabela 2 Dimensão das Condutas do Sistema de Ventilação por JCV

Diâmetro dos tubos [m]		Comprimento [m]	
d_1	0,125	ΔL_1	localizadas
d_2	0,125	ΔL_2	1,81
d_3	0,125	ΔL_3	1,32
d_4	0,125	ΔL_4	1,26
d_5	0,125	ΔL_5	1,96
d_6	0,125	ΔL_6	1,26
d_7	0,125	ΔL_7	1,32
d_8	0,125	ΔL_8	0,15
d_9	0,125	ΔL_9	0,37
d_{10}	0,125	ΔL_{10}	1,10
d_{11}	0,125	ΔL_{11}	1,05
d_{12}	0,125	ΔL_{12}	0,35
d_{13}	0,125	ΔL_{13}	1,10
d_{14}	0,125	ΔL_{14}	1,05
d_{15}	0,2	ΔL_{15}	0,70

A conduta L_1 não é considerado seu comprimento por ser um conjunto de cuvas onde suas perdas de cargas serão consideradas apenas as localizadas.

3.4 SIMULAÇÃO CFD

Os dados de entrada do modelo CFD são, respetivamente, a malha que é composta pelos ocupantes, os obstáculos, as condutas do sistema de ventilação e toda a envolvente do ambiente. A malha é gerada através do Excel. Na malha são introduzidos todos os pormenores interiores, nomeadamente os obstáculos do sistema de ventilação, bancos, mesas e ocupantes. Esta informação é efetuada em todos os níveis do espaço. Os dados de entrada são a velocidade do ar calculados através do modelo que simula o escoamento no interior das condutas.

Desenvolvimento da Malha

O desenvolvimento da malha é um dos passos mais importantes para uma simulação CFD (Computational Fluid Dynamics). A malha é a representação discreta do domínio de cálculo, e a precisão da simulação depende da qualidade dessa representação.

Em regiões com alta variação de propriedades, como perto de superfícies ou em zonas de entrada do escoamento, uma malha mais fina é essencial para obter resultados precisos. Uma malha refinada permite a captura de detalhes finos do escoamento, tendo uma maior precisão na variação de pressão, temperatura e velocidade.

O desenvolvimento da malha envolve métodos diferentes que podem ser utilizados, como alterar a densidade da malha em diferentes regiões do domínio e o uso de técnicas de refinamento adaptativo. Esses métodos afetam diretamente a precisão, a estabilidade e a eficiência da simulação CFD.

A representação do domínio de estudo, ou seja, a malha que representa a geometria da câmara e os obstáculos inseridas nelas (bancos, mesas, ocupantes etc.), podem ser representadas através de software CAD.

Para desenvolvimento da malha o Excel é utilizado de forma simples. É desenvolvido uma representação em 3D tendo uma sequência de planos 2D organizados um sobre o outro. Esta construção de malha tendo, camada sobre camada, é um método simples e eficiente. O programa Excel, facilita ainda mais este método, sendo um software de fácil acesso e de conhecimento de muitos académicos, o que facilita para uma melhor compreensão desta etapa

Antes do desenvolvimento da malha propriamente dito, é preciso determinar a geometria. Para o estudo desenvolvido, foi levado em consideração prioritariamente as dimensões da câmara,

a posição das condutas que compõe o sistema de ventilação. Em sequência foi determinado a localização dos demais obstáculos, nomeadamente, bancos e mesa. Ter a geometria da câmara como referência é essencial já que ela será utilizada posteriormente para simulação prática do estudo.

A malha desenvolvida simula um habitáculo de transporte de passageiros, uma configuração que pode ser replicada em comboios, autocarros e aeronaves. Como a malha está limitada as dimensões da câmara, é possível representar apenas uma secção deste habitáculo. A secção da câmara é constituída por quatro colunas. duas em cada lado: em cada lado há uma coluna no lado da janela e outra no lado corredor. Em cada lado há uma mesa na zona central e duas filas, de cada lado das mesas, com os bancos voltados para as mesas. Em cada banco fica sentado um ocupante.

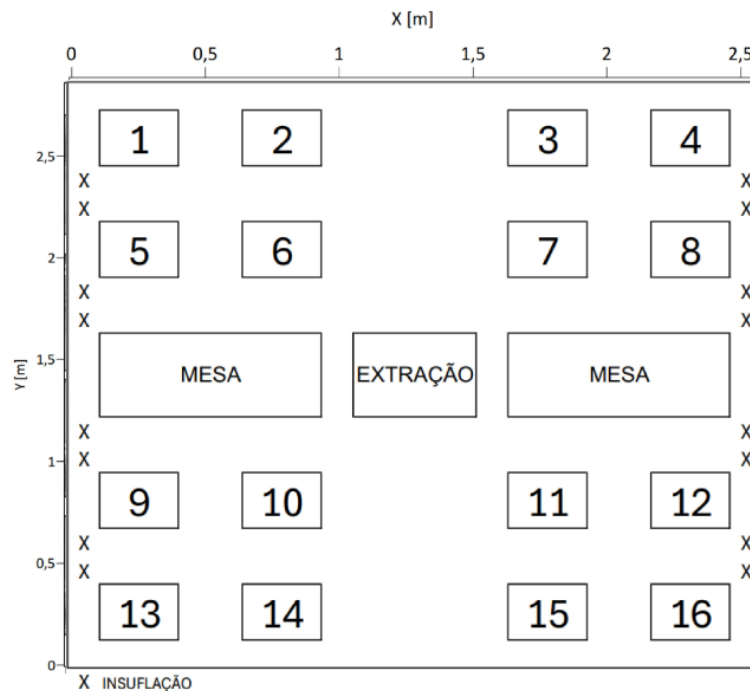


Figura 10 Posição de Obstáculos e Ocupantes

Na figura 10 é apresentado os números que representam cada ocupante do habitáculo. Apenas oito ocupantes, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, estão voltados para as mesas. Os ocupantes 1, 2, 3, 4 estão posicionados ao fundo da câmara, já os ocupantes 13, 14, 15, 16 estão posicionados a frente da câmara, próximos a entrada da câmara. Os jatos de insuflação de ar representados como um “X” são posicionados junto à parede. Já a extração é posicionada ao centro da câmara.

A câmara possui uma dimensão interna de 2,34m segundo eixo X, 2,63m segundo eixo Y e 2,32m segundo eixo Z. O processo de discretização do domínio ocorre inicialmente em dividir todo o volume do domínio em pequenos volumes de 5cm x 5cm x 5cm para que a malha seja compatível com obstáculos pré-moldados (representação dos ocupantes) que posteriormente serão inseridos na malha.

A tabela 5 apresenta o número de células segundo X, Y e Z para o modelo inicial.

Tabela 3 Número de Células Por Eixo

ORIENTAÇÃO	COMPRIMENTO [m]	N CÉLULAS SEM REFINAMENTO
X	2,35	51
Y	2,65	57
Z	2,30	50

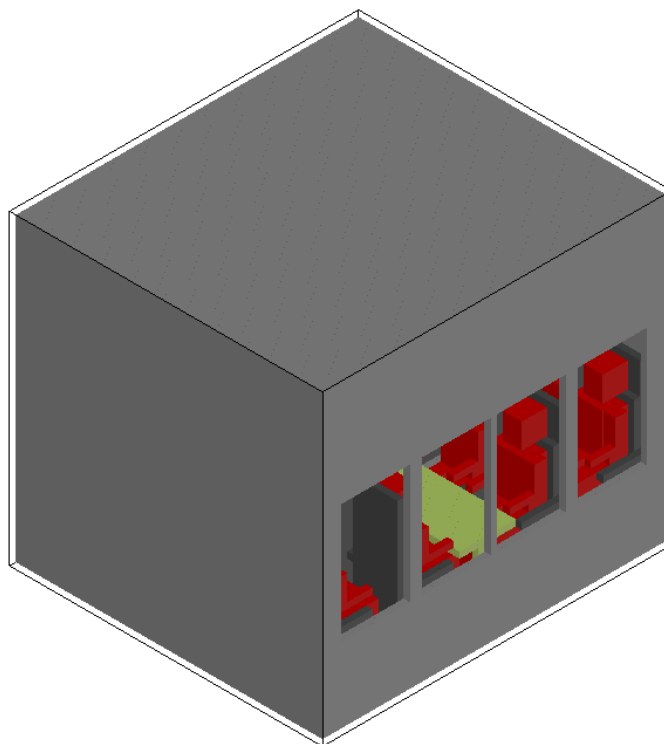


Figura 11 Representação tridimensional da malha para o modelo CFD.

A figura 11 é uma representação tridimensional da malha para o modelo CFD. Nesta figura é possível visualizar toda a envolvente que compõe a malha, nomeadamente, paredes e janelas.

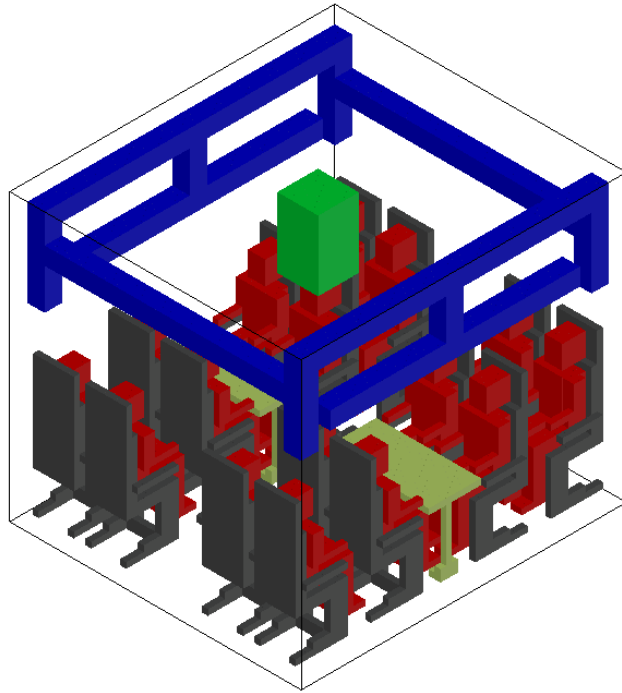


Figura 12 Representação tridimensional dos obstáculos interiores da malha para o modelo CFD

A figura 12 apresenta uma representação tridimensional dos obstáculos no interior da malha. Nesta figura está em destaque a representação das condutas do sistema de ventilação, as condutas de insuflação na cor azul e a extração na cor verde.

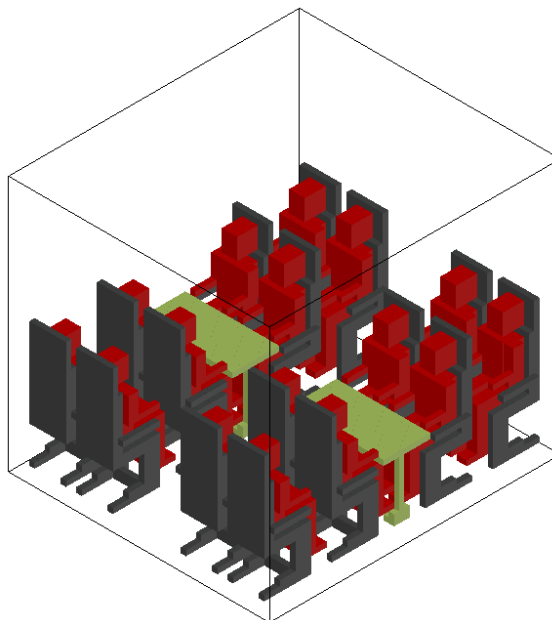


Figura 13 Representação tridimensional dos obstáculos interiores da malha para o modelo CFD

A figura 13 apresenta uma representação tridimensional dos obstáculos interiores da malha para o modelo CFD. Nesta figura está em destaque os ocupantes em vermelho, os bancos na cor cinza e as mesas na cor verde.

Refino Da Malha

Uma malha mais fina, com melhor resolução melhora a precisão dos resultados da simulação, mas também aumenta o custo computacional e o tempo de processamento. Encontrar um equilíbrio entre a resolução da malha e o tempo de computação é essencial para realizar simulação eficiente.

Refinar a malha fará com que a simulação tenha melhores resultados, uma maior precisão nos cálculos, mas em determinado momento um ponto de estabilidade é atingido fazendo com que os resultados não tenham mais uma melhora considerável. Dessa forma, quando ultrapassa-se este ponto de equilíbrio, aumentar a resolução da malha, só aumentará seu custo computacional e tempo de processamento.

Em muitos casos, técnicas de refinamento adaptativo podem ser usadas, onde a malha é refinada apenas em regiões de interesse, economizando recursos computacionais. No presente trabalho esta técnica também foi adotada. O refinamento da malha foi efectuado junto das superfícies (paredes da câmara, tecto e chão, bancos e mesas e ocupantes), nas entradas e saídas de ar. Este refinamento considera três situações: Malha A - 4.719.048 Volumes de controlo; Malha B - 5.642.340 Volumes de controlo; Malha C - 6.565.632 Volumes de controlo.

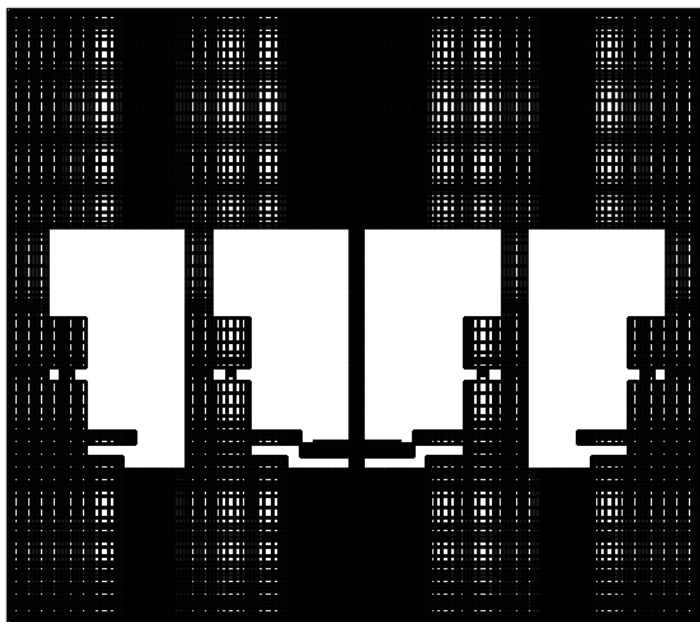


Figura 14 Malha A Refinada com 4.719.048 volumes de controlo. m

A figura 14 apresenta uma vista lateral direita da malha. Esta malha apresentada foi refinada para 4.719.048 volumes de controle com uma maior resolução nas zonas onde estão localizadas as entradas e saídas de ar.

Para avaliar a precisão dos cálculos em cada malha, foi coletado valores de velocidade do ar na coordenada $X=0,2\text{m}$, $Y=0,7\text{m}$ para as três situações (Malha A, B, C).

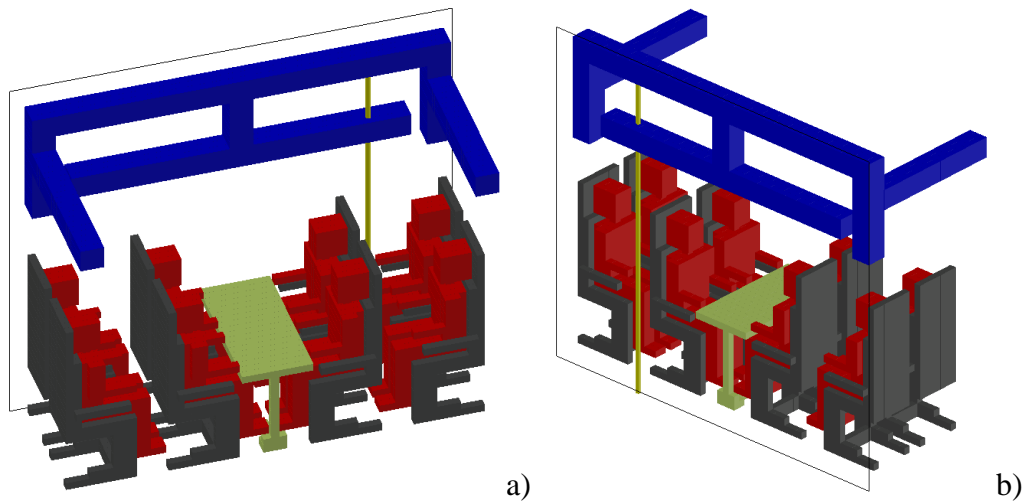


Figura 15 Representação tridimensional da malha. Vista superior esquerda a) Vista superior direita b)

A figura 15 apresenta uma representação tridimensional da malha. A haste em cor amarela destaca a localização onde os valores de velocidade do ar foram coletados para todas as três situações.

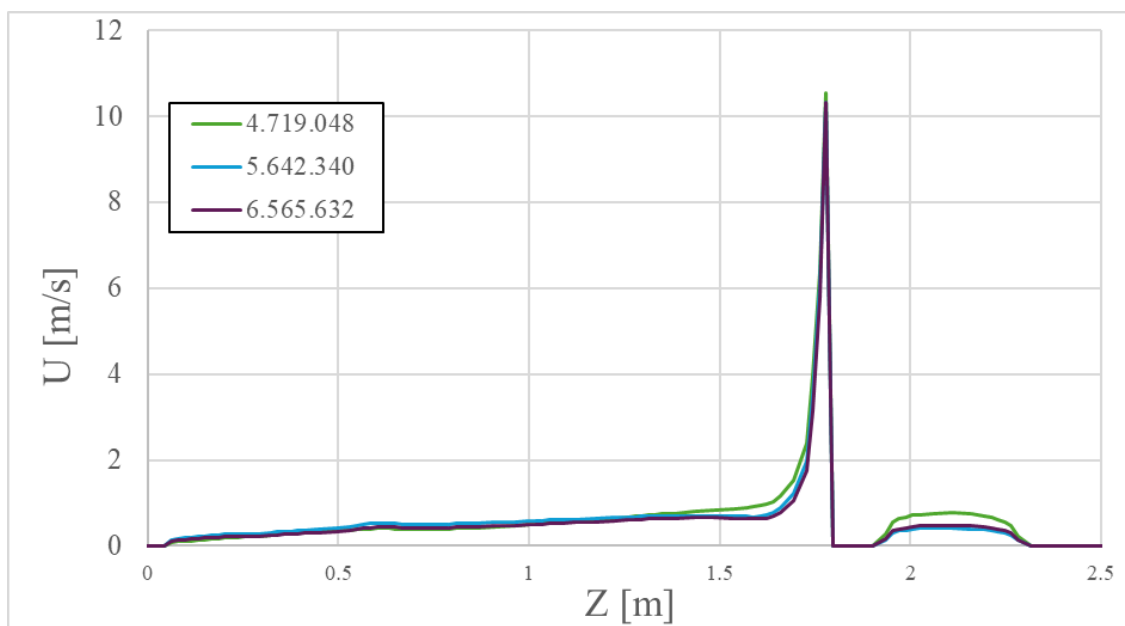


Figura 16 Gráfico de velocidade do ar para as diferentes simulações

A figura 16 mostra a evolução da velocidade do ar para as diferentes malhas, os valores de velocidade do ar foram coletados na coordenada $X=0,2\text{m}$, $Y=0,7\text{m}$ para as três situações (Malha A, B, C).

A simulação de menor resolução (simulação de malha A) apresenta resultados de velocidade do ar mais distantes das demais simulações. Os resultados da simulação A são menos precisos que as demais. As simulações B e C estão praticamente sobrepostas, o que demonstra uma maior precisão nos resultados e que foi atingindo uma zona de estabilidade do modelo. Esta estabilidade prova-se tendo os resultados obtidos na simulação B próximos ou iguais aos resultados da simulação C.

A simulação B é mais eficiente das três, já que a partir dela obtêm-se resultados precisos como a simulação C, mas com menor custo computacional e tempo de processamento.

3.5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O desenvolvimento experimental tem como objetivo validar os resultados obtidos numericamente através dos modelos numéricos. A montagem experimental também será usada na avaliação da taxa de renovação do ar, quer globalmente, quer localmente.

Foi desenvolvido no interior da câmara climática a mesma geometria desenvolvida para a malha do modelo CFD. Neste processo foi desenvolvido todos os obstáculos presentes na composição da malha, como mesas e bancos. Os obstáculos foram desenvolvidos a mesma escala aos obstáculos presentes na malha da simulação numérica CFD. Para a representação dos ocupantes foram utilizados bustos de manequins e cabeças de manequins.

Foram utilizados os equipamentos, anemómetro e detetores de gás carbónico CO_2 para medição das respetivas grandezas, velocidade do ar [m/s] e concentração do CO_2 [p.p.m]. O anemómetro foi utilizado no processo de validação dos modelos numéricos. Os detetores de gás carbónico foram utilizados para determinar a taxa de renovação do ar quer globalmente ou localmente, também foi utilizado para determinar o caudal volúmico de ar na zona de respiração dos ocupantes.

3.5.1 EQUIPAMENTOS PARA MEDIÇÃO

M-Log (EL0009)

M-Log é uma linha de registradores de dados compactos para monitoramento ambiental, adequados para aplicações em ambientes internos. O M-Log (EL0009) possibilita realizar medições de ambientes térmicos para avaliação de conforto e estresse térmico, qualidade do ar, medições de ventilação, medições termo higrométricas para avaliar a eficiência energética de edifícios e testes de AVAC.

Para este trabalho o modulo será associado a um conjunto de quatro detetores de gás carbónico CO₂ (ESO 203). O modulo pode efetuar o registo de dados de maneira independente, mas é preciso que o modulo seja adaptado com o auxílio de um computador. A LSI Lastem empresa fornecedora do modulo, disponibiliza uma série de software para a utilização de seus equipamentos. Para o equipamento em questão o 3DOM Datalogger Oriented Manager é o software que possibilita configurar o modulo.

A figura 17 apresenta uma fotografia do modulo M-Log (EL0009). Este modulo foi utilizado em conjunto com quatro detetores de gás carbónico.

A figura 18 apresenta uma fotografia do detetor de gás carbónico CO₂ de modelo (ESO 203).



Figura 17 M-Log (EL0009)



Figura 18 Sensor ESO 203

AIRFLOW TA430

Para determinar a velocidade do ar próximo as entradas de ar na câmara, foi usado o sensor manual anemómetro Airflow TA430. O equipamento é muito intuitivo de fácil compreensão e não é necessário realizar configurações iniciais. No entanto, o registo de dados é realizado de forma manual.



Figura 19 Anemómetro AirflowTA430

A figura 19 apresenta uma fotografia do anemómetro de modelo AirflowTA430.

3.5.2 SISTEMA DE VENTILAÇÃO

O sistema de ventilação é levado em conta a posição dos ocupantes, em que o conjunto de jatos devem estar direcionados próximo a zona de respiração. Para cada fileira de ocupantes a um conjunto de jatos de 14 entradas, ou seja, 14 furos de 6 mm de diâmetro, são posicionados rente a parede a frente dos ocupantes.

Foi realizado o posicionamento correto dos jatos, levando em consideração suas posições no modelo numérico e obstruídos os demais furos que fogem da configuração desejada.

3.5.3 DESENVOLVIMENTO DOS OBSTÁCULOS INTERNOS

O escoamento do ar na câmara deve ter as mesmas condições na simulação numérica. Os obstáculos desenvolvidos para o modelo CFD também devem ser desenvolvidos para os ensaios experimentais. Os obstáculos foram desenvolvidos de forma sustentável utilizando cartão prensado. Estes obstáculos foram posicionados da mesma forma como os obstáculos do modelo CFD.

O cartão é um material maleável de fácil acesso e possibilita diferentes estratégias para que seja moldado. Uma ótima opção para desenvolver os obstáculos necessárias. Para o desenvolvimento de toda a geometria do espaço em cartão foi necessária uma quantidade significativa deste material. Para maior agilidade de produção dos bancos, foi criado uma linha de processos, em que seis partes distintas sendo unidas formam um banco por completo. A junção de todas as partes em cartão foi realizada com o auxílio de cola termofusível transparente (cola a quente). As mesas também foram construídas em cartão e como são apenas duas unidades com uma geometria mais simples sua construção foi rápida.

Manequins

Para representação dos ocupantes foi usado quatro bustos de manequins e quatro cabeças de manequins. Os manequins foram montados de forma que fiquem estáveis quando posicionados nos bancos.

Câmara

Com os obstáculos prontos, devem ser posicionados na câmara de acordo o modelo numérico. Assim, o ambiente apresenta-se completo, tendo sua geometria semelhante ao modelo. Com a geometria finalizada, já é possível a realização dos ensaios práticos.



Figura 20 fotografia da câmara climática, obstáculos internos montados e posicionados.

A figura 20 apresenta uma fotografia da câmara climática com os obstáculos montados e posicionados no interior da câmara.

3.5.4 METODOLOGIA ENSAIOS DE QUALIDADE DO AR

Nos ensaios práticos de qualidade do ar o objetivo é determinar a taxa de renovação do ar “n” da câmara e para as zonas de respiração de cada ocupante. A taxa de renovação do ar representa o número de vezes, por hora, que o ar de um compartimento fechado é substituído pelo ar vindo do exterior.

Existe vários métodos de determinar o número de renovações do ar de um determinado ambiente. Para o trabalho em questão foi utilizado o método de concentração decrescente nos ensaios de qualidade do ar. Este método possibilita que seja determinado a taxa de renovação do ar em diferentes lugares do ambiente. Foi usado como gás traçador o gás carbônico CO₂.

Inicialmente é expelido uma quantidade de gás carbônico no interior da câmara, o ar no interior do ambiente deve ser misturado com o CO₂ expelido de forma que esta mistura fique homogêneo. Com o ambiente preparado, durante o ensaio, o decréscimo da concentração do gás traçador é registado ao longo do tempo numa ou em várias localizações. Este decaimento da concentração do gás ao longo do tempo permite determinar o número de renovações de acordo apresentado na equação 11.



Figura 21 foto do cilindro de CO₂

A figura 21 apresenta uma fotografia da garrafa de CO₂ usada para elevar os níveis de gás carbônico no interior da câmara para realização dos ensaios experimentais.

O estudo de qualidade do ar do ambiente será dividido em cinco ensaios. Assim, a câmara será separada em cinco secções de estudo diferentes. Tendo em conta que o equipamento M-Log (EL0009) possui quatro sensores ESO 203 que medem a concentração de carbono do ambiente e que para a representação dos ocupantes são quatro manequins, os ensaios foram determinados da seguinte forma:

- Ensaio 1: Ocupantes 1, 2, 3 e 4;
- Ensaio 2: Ocupantes 5, 6, 9 e 10;
- Ensaio 3: Ocupantes 7, 8, 11 e 12;
- Ensaio 4: Ocupantes 13, 14, 15 e 16;
- Ensaio 5: Extração.

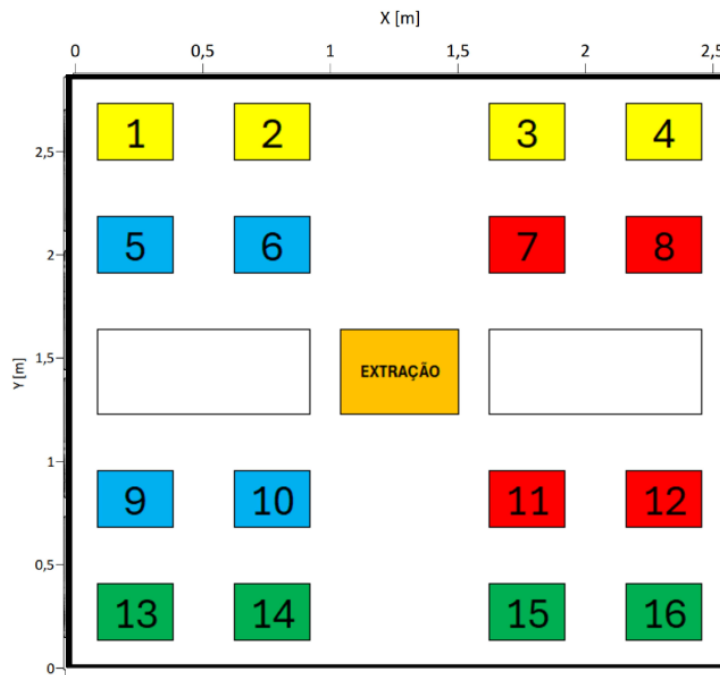


Figura 22 Divisão dos ensaios experimentais para qualidade do ar.

A figura 22 apresenta o mapa de localização dos ocupantes destacando os ocupantes de acordo a divisão para realização dos ensaios experimentais.

De maneira mais detalhada os ensaios ocorrem da seguinte forma. Inicialmente é posicionado os manequins e sensores de acordo a secção de estudo, o modulo M-Log deve ser posto de forma que não cause alterações significativas no escoamento do ar, um bom local para o modulo é abaixo dos bancos ou das mesas. Após esta preparação é preciso ligar o equipamento e testar seu funcionamento, é preciso garantir que todos os sensores estão em atividade e que os dados estão sendo registados.

Posteriormente com o sistema de ventilação desligado e a câmara fechada o gás carbônico CO₂ é inserido no ambiente elevando sua taxa de concentração. Atingindo o nível de CO₂ desejado é preciso realizar a homogeneização do ar no interior da câmara. Posteriormente é preciso garantir que a entrada da câmara esteja devidamente fechada para que enfim seja iniciado os ensaios.

O método de concentração decrescente é uma técnica que ocorre muitas flutuações nos valores de concentração dos gases durante o início e ao final dos ensaios. A início dos ensaios a concentração de gás no ambiente apresentando um decaimento muito intenso o que não representa o real decréscimo que o sistema de ventilação impõe no ambiente. Ao final dos

ensaios os valores obtidos possuem uma grande imprecisão, tendo altas oscilações. O ar novo insuflado não dispersa o gás de forma uniforme, tendo no ambiente na fase final do ensaio pequenas aglomerações de gás carbônico que flutuam pelo ambiente. Ao aproximar-se dos sensores o faz registrar altas concentrações do gás, este fenômeno também não representa o real decaimento que o sistema de ventilação proporciona.

Levando em consideração estes fenômenos e tendo em conta testes realizados anteriormente, os ensaios serão realizados em um período de trinta minutos (30 min), este período garante que as concentrações de CO₂ no interior da câmara estabilize-se aos níveis do ar exterior. Os intervalos iniciais e finais dos ensaios que apresenta flutuações nos valores obtidos serão desconsiderados. O grande foco é o intervalo de dados com um decréscimo de gás constante que não apresente oscilações significativas.

3.5.5 METODOLOGIA ENSAIOS DE VELOCIDADE DO AR

Os ensaios experimentais de velocidade do ar têm o objetivo de validar os modelos numéricos. Esta validação é realizada comparando os resultados de velocidade do ar dos modelos numéricos com os resultados experimentais.

Foi registado valores de velocidade do ar [m/s] nas entradas de ar do sistema de ventilação. Para maior fiabilidade o registo da velocidade do ar deve ser a meio de cada grupo de jato,

Foi realizado um ensaio experimental para cada grupo de jatos no que totaliza oito ensaios. Os valores de velocidade do ar para simulação experimental foram obtidos utilizando o anemómetro (Airflow TA430) com o auxílio de um tripé.

O registo de dados é finalizado quando atinge-se a distância de 1m acima do chão, devido à grande densidade de obstáculos abaixo deste nível. Outro motivo é a dificuldade de posicionar o anemómetro, sendo um equipamento muito sensível é preciso garantir sua estabilidade. O registo de dados é realizado de forma manual.

O caudal volúmico de ar [m³/s] insuflado na câmara para ambas as situações foram determinadas através da velocidade do ar [m/s], U, obtida e da área [m²], A, da entrada de ar do sistema de ventilação por JCV.

$$V = A \times U \quad (26)$$

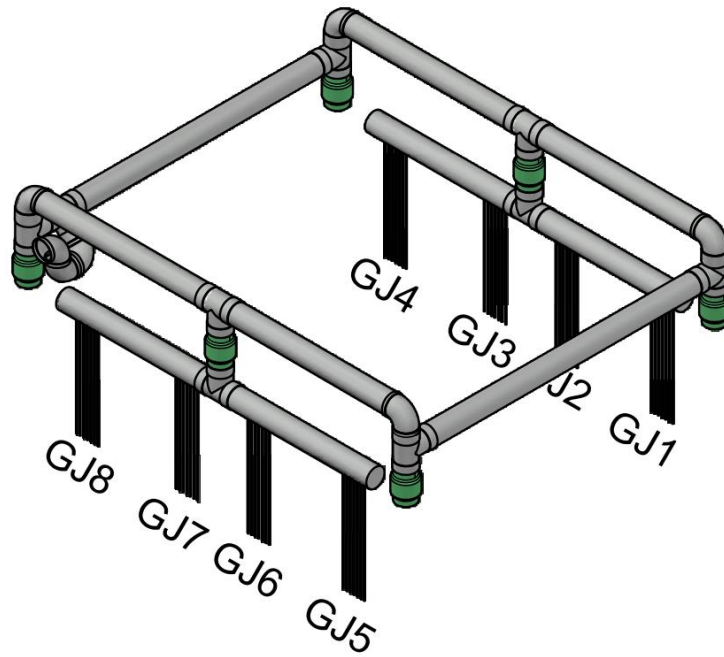


Figura 23 Representação tridimensional do sistema de ventilação por JCV.

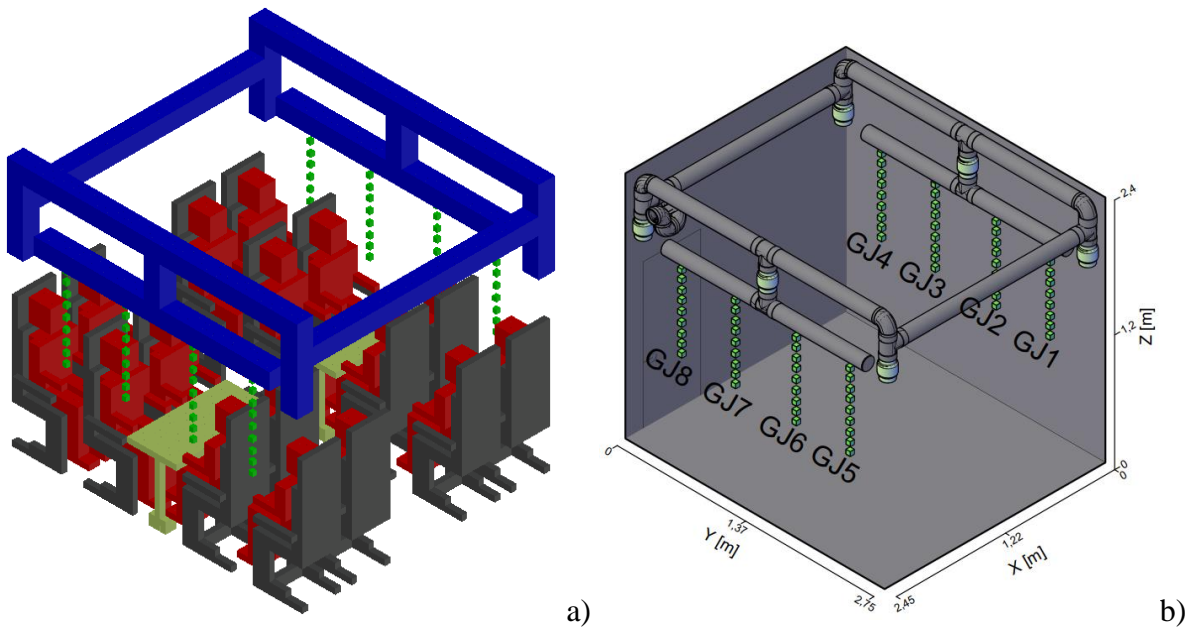


Figura 24 Representação tridimensional da câmara com foco nos pontos de registos de dados, malha CFD a), modelo tridimensional b).

A figura 23 apresenta o modelo tridimensional do sistema de ventilação por jatos confluentes verticais evidenciando a posição de cada grupo de jatos de insuflação de ar. A imagem ainda destaca a região onde foi realizado o registo dos valores de velocidade do ar para os ensaios experimentais.

A figura 24 apresenta os pontos de registos dos valores de velocidade para cada grupo de jatos. Ao todo são nove pontos diferentes para cada grupo de jatos.

4

APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo serão analisados e discutidos os resultados obtidos nos ensaios numéricos e experimentais relativos ao sistema de ventilação por jatos confluentes verticais. A apresentação dos resultados será dividida em três partes: O primeiro tópico está relacionado com a validação dos modelos numéricos juntamente com o cálculo da taxa de renovações do ar real, posteriormente será apresentado os resultados obtidos experimentalmente através da técnica dos gases traçadores e por último os resultados numéricos obtidos através do modelo CFD.

4.1 VALIDAÇÃO

Para atestar a fiabilidade dos modelos numéricos utilizados no presente estudo, nesta etapa, é realizada a validação destes modelos numéricos por método de comparação entre os resultados obtidos numericamente e os resultados obtidos experimentalmente.

4.1.1 VALIDAÇÃO DO SISTEMA DE ESCOAMENTO UNIDIRECIONAL

O escoamento unidirecional no interior das condutas que compõem o sistema de ventilação foi calculado numericamente a partir da metodologia apresentadas no capítulo 3.3. As perdas e ganhos de energia que o escoamento do ar está sujeito no interior das condutas são consideradas neste trabalho. O sistema de equações é resolvido através do software de resolução de sistemas de equações não lineares. Os valores obtidos pelo software apresentam uma estimativa da velocidade do ar e o caudal volúmico de ar que o sistema de ventilação impõe no ambiente. De forma a ser possível comparar os resultados obtidos por este modelo

numérico estão apresentados no tópico seguinte em conjunto com os valores obtidos experimentalmente através do anemómetro AirflowTA430.

Sistema de Ventilação Por Jatos Confluentes Verticais

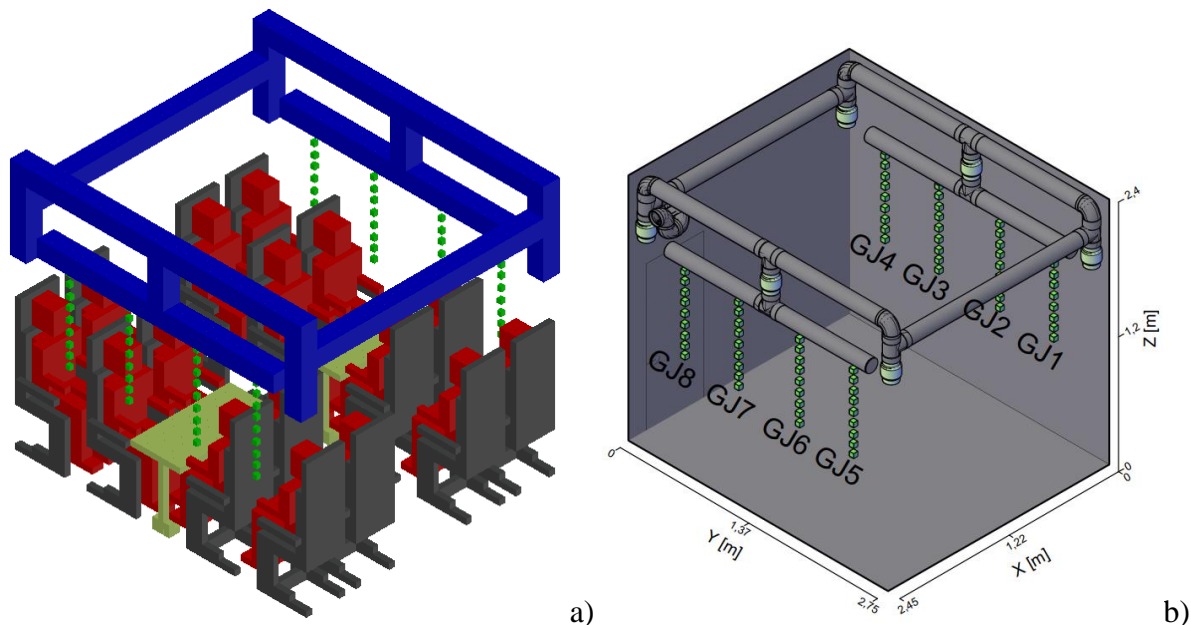


Figura 25 Representação tridimensional da câmara com foco nos pontos de registos de dados, malha CFD a), modelo tridimensional b).

A figura 25 apresenta o modelo tridimensional do sistema de ventilação por jatos confluentes verticais evidenciando os pontos de registo de dados para cada grupo de jatos de insuflação de ar.

Tabela 4 Resultados de velocidade do ar [m/s] à entrada na câmara para a simulação numérica e ensaios experimentais, para os oito grupos de jatos.

Jatos	Velocidade do ar [m s ⁻¹] obtido numericamente	Caudal volúmico de ar [m ³ h ⁻¹] obtido numericamente	Velocidade do ar [m s ⁻¹] obtido experimentalmente	Caudal volúmico de ar [m ³ h ⁻¹] obtido experimentalmente
GJ1	10.71	15.25	10.89	15.51
GJ2	10.71	15.25	10.40	14.81
GJ3	10.60	15.10	10.13	14.43
GJ4	10.60	15.10	10.73	15.28
GJ5	10.71	15.25	10.84	15.44
GJ6	10.71	15.25	10.92	15.55
GJ7	10.60	15.10	10.09	14.37
GJ8	10.60	15.10	10.04	14.30

A tabela 4 apresenta os valores de velocidade do ar e caudal volúmico de ar para cada grupo de jatos presentes no sistema de ventilação por jatos confluentes verticais. Os resultados

obtidos através do modelo numérico do escoamento no interior das condutas é uma estimativa da velocidade do ar à entrada na câmara. Já os valores obtidos experimentalmente foram avaliados utilizando o anemômetro próximo as entradas de ar do sistema.

Os resultados obtidos numericamente são similares aos reais variando em erro percentual de 1,19% a 5,57%.

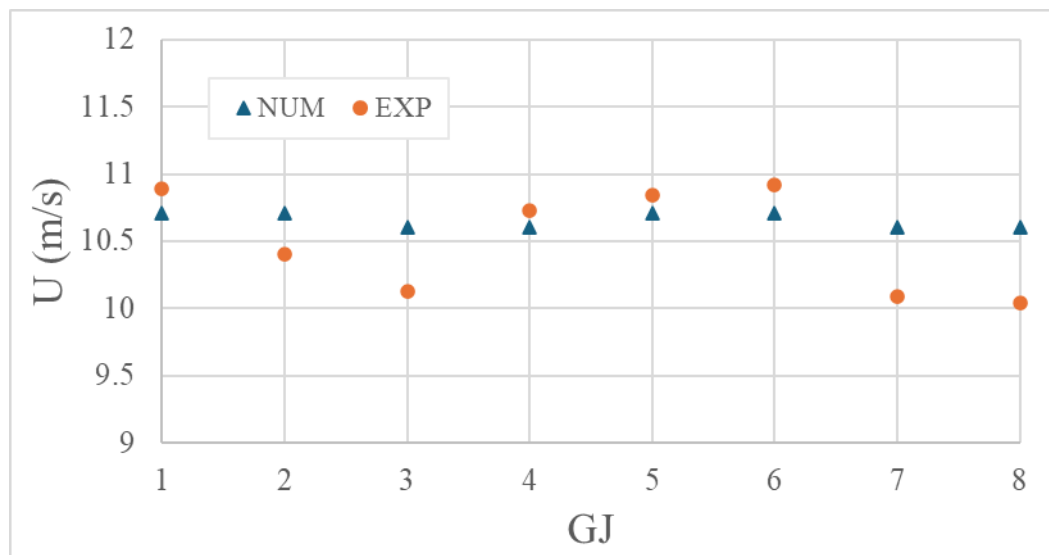


Figura 26 Gráfico- Representação dos resultados de velocidade do ar [m/s] à entrada na câmara para a simulação numérica e ensaios experimentais, para os oito grupos de jatos.

A figura 26 é uma representação visual dos resultados apresentados na tabela 4. Este gráfico compara os valores numéricos e experimentais da velocidade do ar à entrada na câmara para cada grupo de jato. Os resultados numéricos são apresentados nos gráficos por um triângulo, enquanto os experimentais são apresentados como pontos.

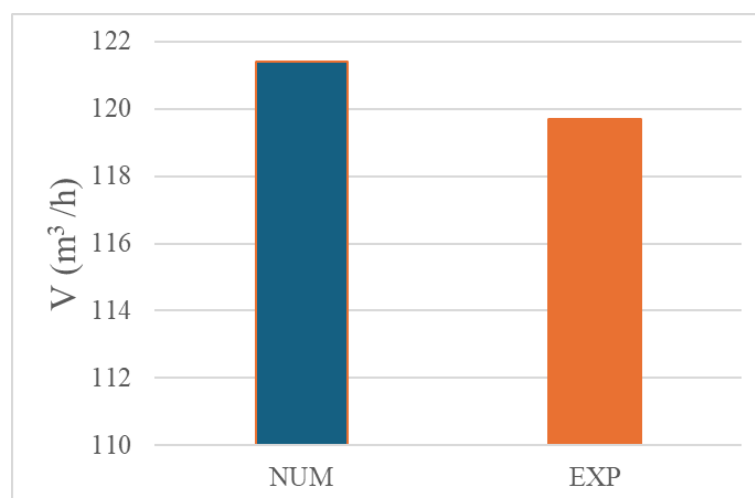


Figura 27 Gráfico comparativo entre o resultado numérico e experimental do caudal volúmico de ar total insuflado na câmara.

A figura 27 apresenta uma comparação entre o resultado numérico e experimental do caudal volúmico de ar total que é insuflado na câmara pelo sistema de ventilação JCV.

4.1.2 1.1.2 VALIDAÇÃO DO CFD

A comparação entre o modelo CFD e o ensaio prático são apresentados nas figuras 28 a 35. Estas figuras apresentam os valores de velocidade do ar [m/s] pelo modelo CFD e pelos ensaios experimentais.

Nestes ensaios experimentais os valores de velocidade do ar [m/s] foram registados a meio de cada conjunto de jatos. Este registo de dados é realizado de 1m a 1,8m acima do chão da câmara. Nesta zona entre 1m e 1,8m do chão é onde ocorre o desenvolvimento dos jatos confluentes verticais.

Da figura 28 à figura 35 são apresentados os resultados obtidos numericamente e experimentalmente. Os resultados numéricos são apresentados nos gráficos por uma linha contínua, enquanto os experimentais são apresentados como pontos.

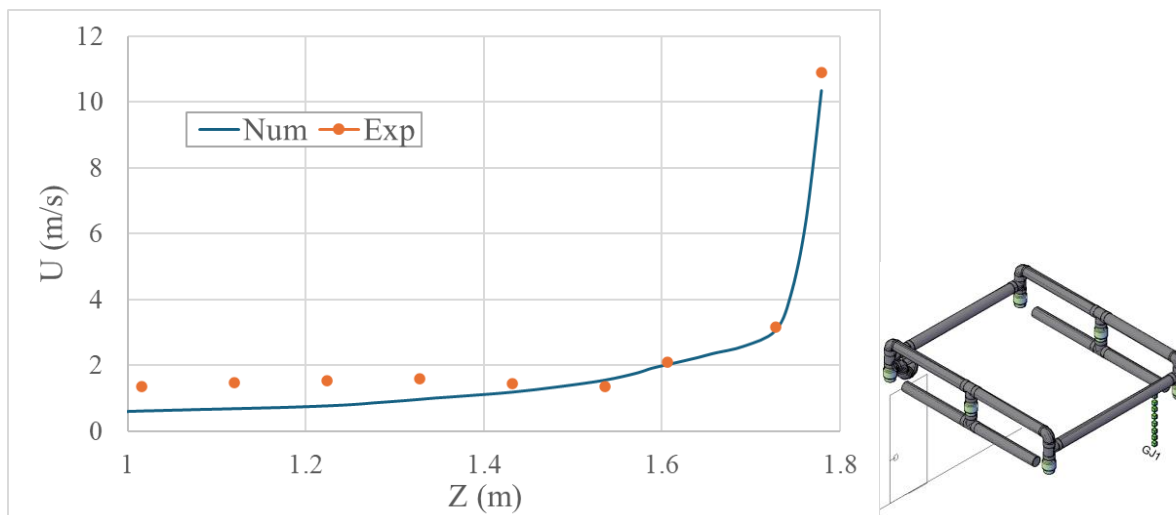


Figura 28 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=0,15[m]-Y=2,30[m], GJ1.

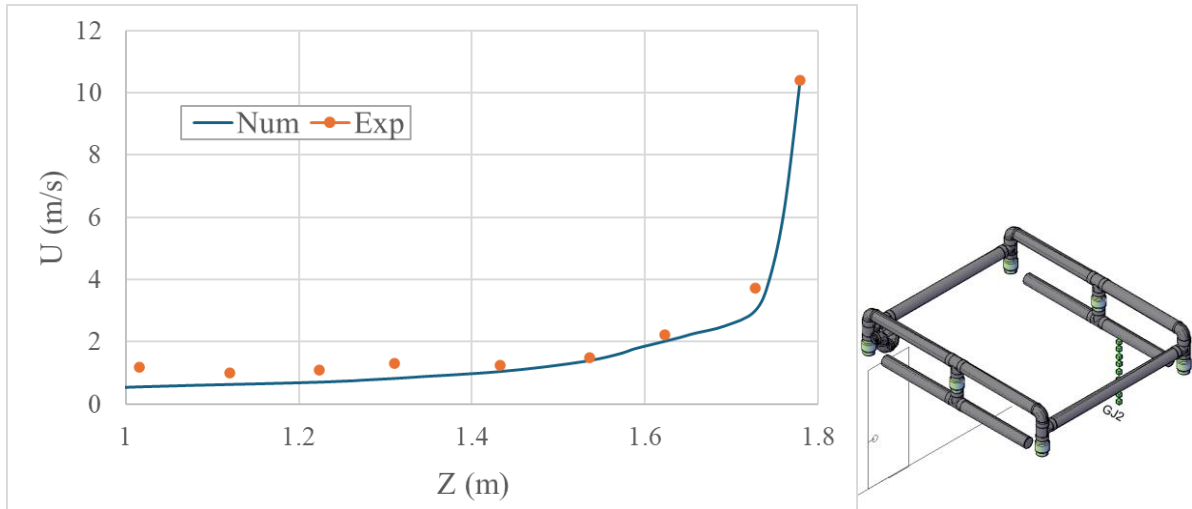


Figura 29 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=0,15[m]-Y=1,60[m], GJ2.

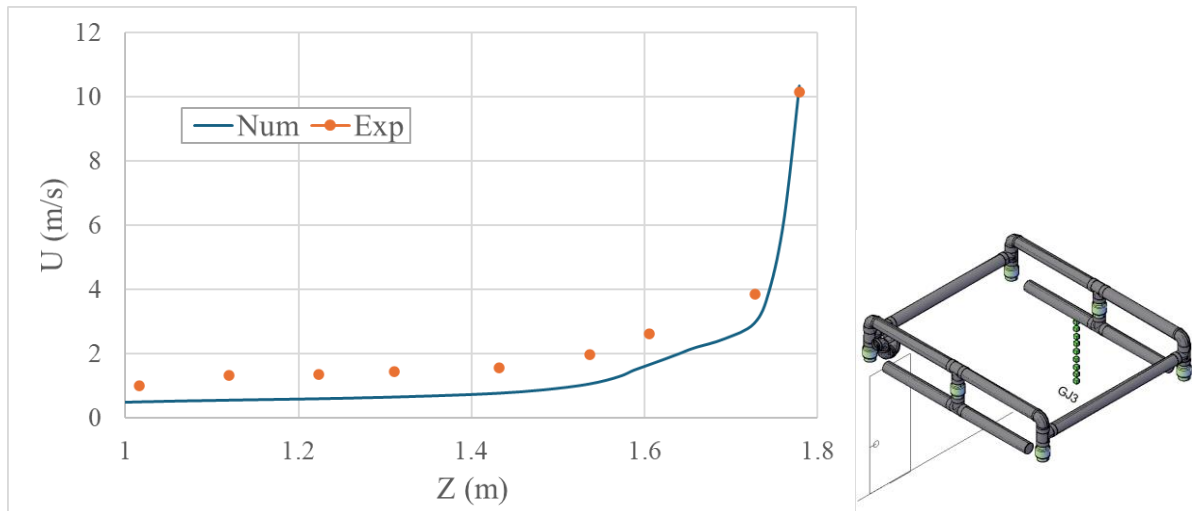


Figura 30 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=0,15[m]-Y=1,25[m], GJ3

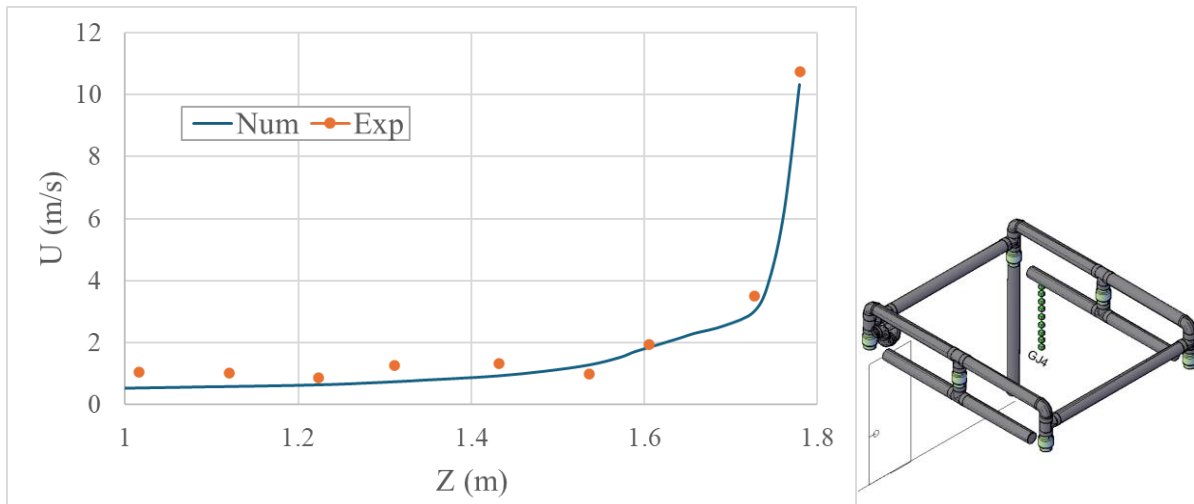


Figura 31 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=0,15[m]-Y=0,55[m], GJ4.

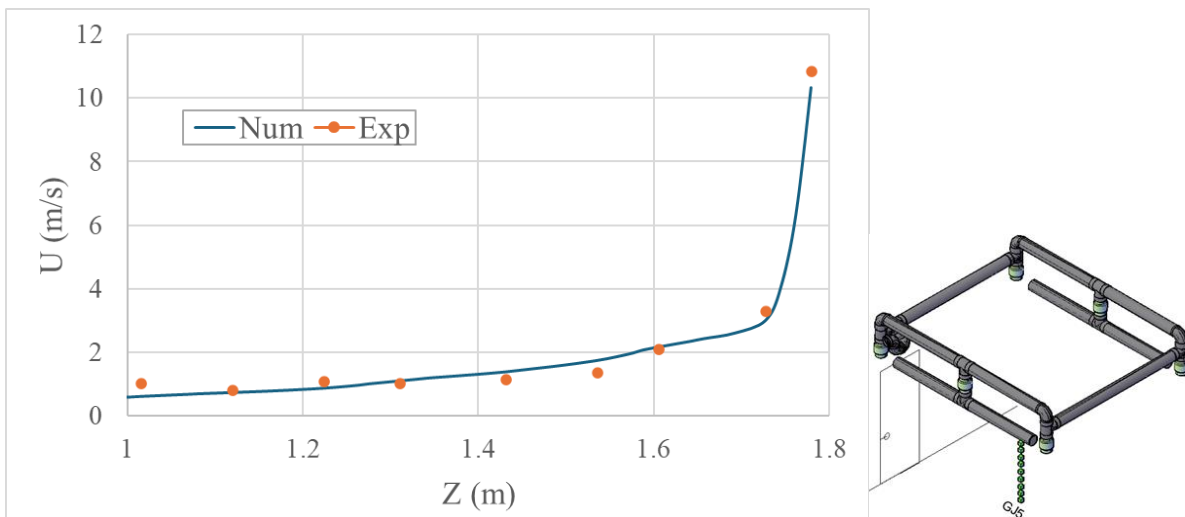


Figura 32 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=2,40[m]-Y=2,30[m], GJ5.

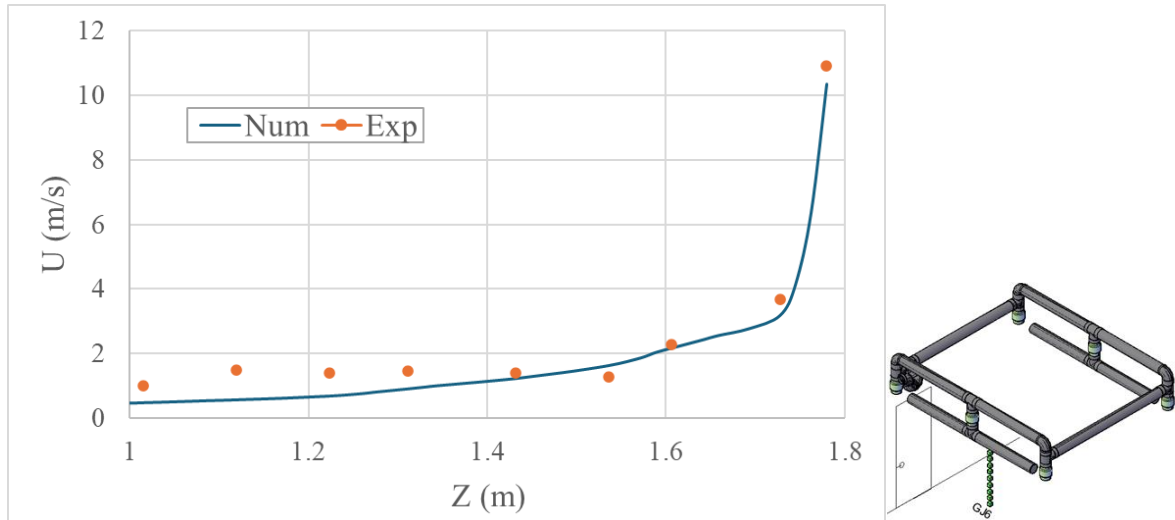


Figura 33 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=2,40[m]-Y=1,60[m], GJ6.

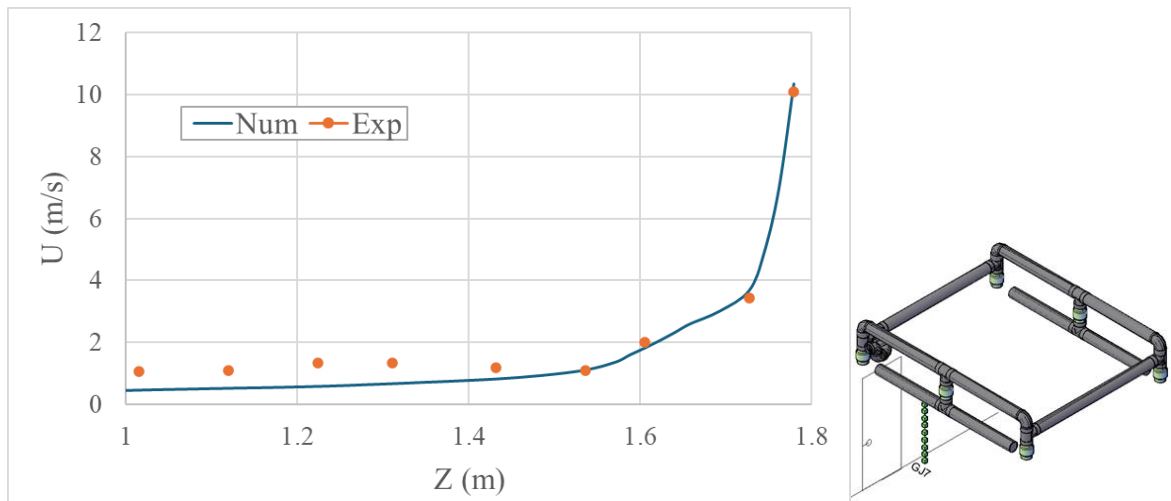


Figura 34 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=2,40[m]-Y=1,25[m], GJ7.

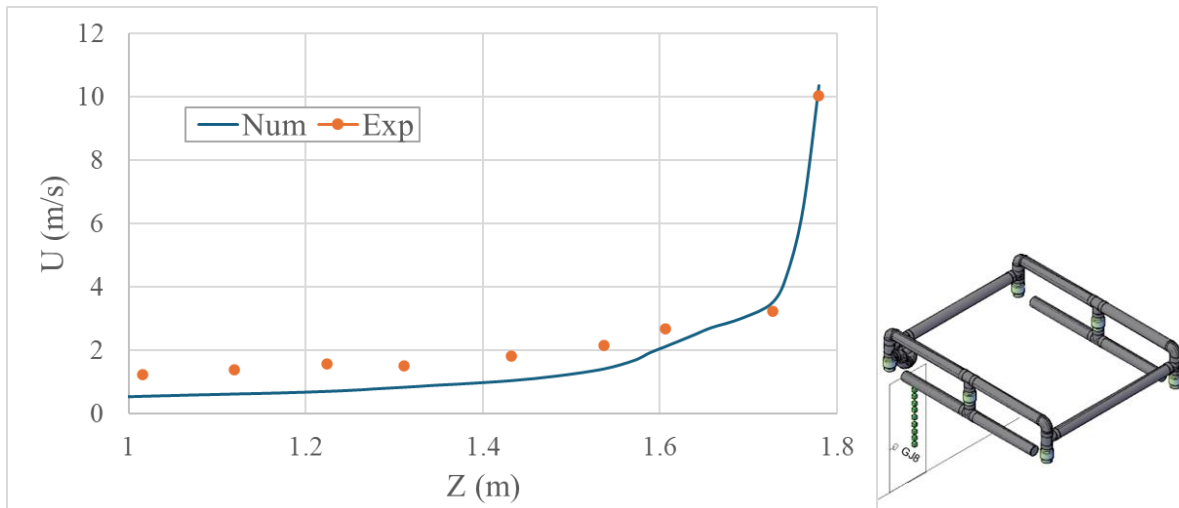


Figura 35 Velocidade do ar, experimental vs numérico, coordenada X=2,40[m]-Y=0,55[m], GJ8.

É aparente que quão mais próximo as entradas de ar, os resultados numéricos e experimentais igualam-se sobrepondo-se uns aos outros. Também se observa que ao longo do desenvolvimento dos jatos os resultados começam a divergirem-se, tendo a velocidade do ar na situação experimental valores ligeiramente superiores aos numéricos.

4.1.3 CÁLCULO DO CAUDAL VOLÚMICO DE RENOVAÇÃO REAL.

A taxa de renovação do ar é determinada tendo em consideração o volume do espaço ($2,3 \times 2,6 \times 2,3$) m³ e caudal volúmico de ar total, como apresentado na equação 10. De acordo os resultados apresentados no capítulo 1.1.1 o sistema de ventilação por jatos confluentes verticais insufla na câmara um caudal volúmico de ar na grandeza de 119,7 [m³/h]. Com base no caudal volúmico de ar obtido de forma experimental através do anemómetro é possível determinar a taxa de renovação do ar real tendo em consideração as dimensões da câmara:

$$n = \frac{119,7}{13,75} = 8,7 \text{ [1/h]}$$

O valor da taxa de renovação do ar 8,7[1/h] ocorre devido as dimensões da câmara serem relativamente pequenas, tem como consequência uma taxa de renovação do ar elevada.

Observando o caudal volúmico de ar insuflado pelo sistema de ventilação por jatos confluentes verticais nota-se que o valor apresentado é aceitável para uma ocupação de 3 pessoas, considerando um caudal volúmico de ar mínimo aceitável de 35 [m³/h] por pessoa (ASHRAE 62, 2001).

4.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS (GASES TRAÇADORES)

A avaliação da qualidade do ar também pode ser determinada quantificando a taxa de renovação do ar para a zona de respiração de cada ocupante. Utilizando a técnica dos gases traçadores pelo método de concentração decrescente foi registado o decaimento da concentração de CO₂ na zona de respiração de cada ocupante e na extração de ar.

Da figura 36 à figura 40 é apresentado a evolução do logaritmo da concentração em função do tempo. A apresentação destes resultados leva em consideração a posição de cada ocupante e a extração de ar.

Utilizando a taxa de renovação do ar determinada e o volume da câmara é possível estimar o caudal volúmico de ar de acordo a renovação de ar de cada ocupante. Assim, a figura 41 apresenta para cada ocupante a taxa de renovação do ar e o caudal volúmico de ar.

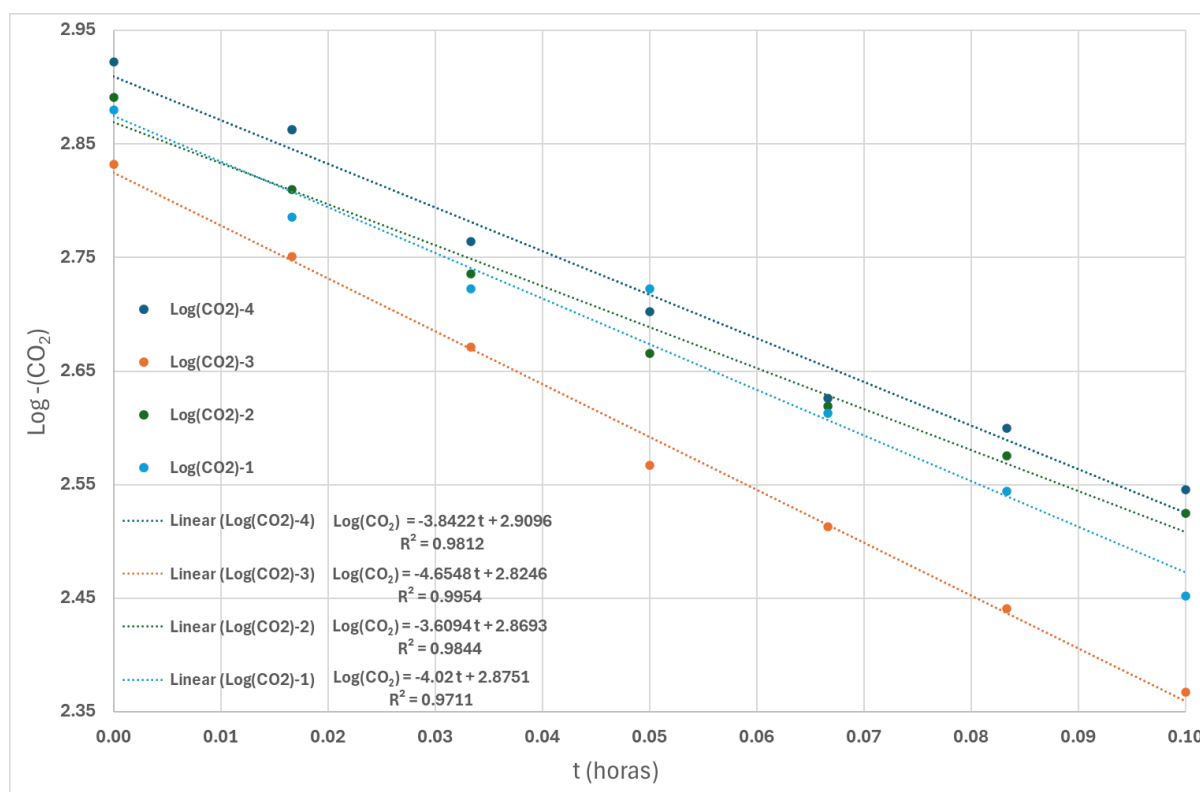


Figura 36 Evolução do logaritmo da concentração CO₂ em função do tempo - Ensaio 1: Ocupantes 1, 2, 3 e 4;

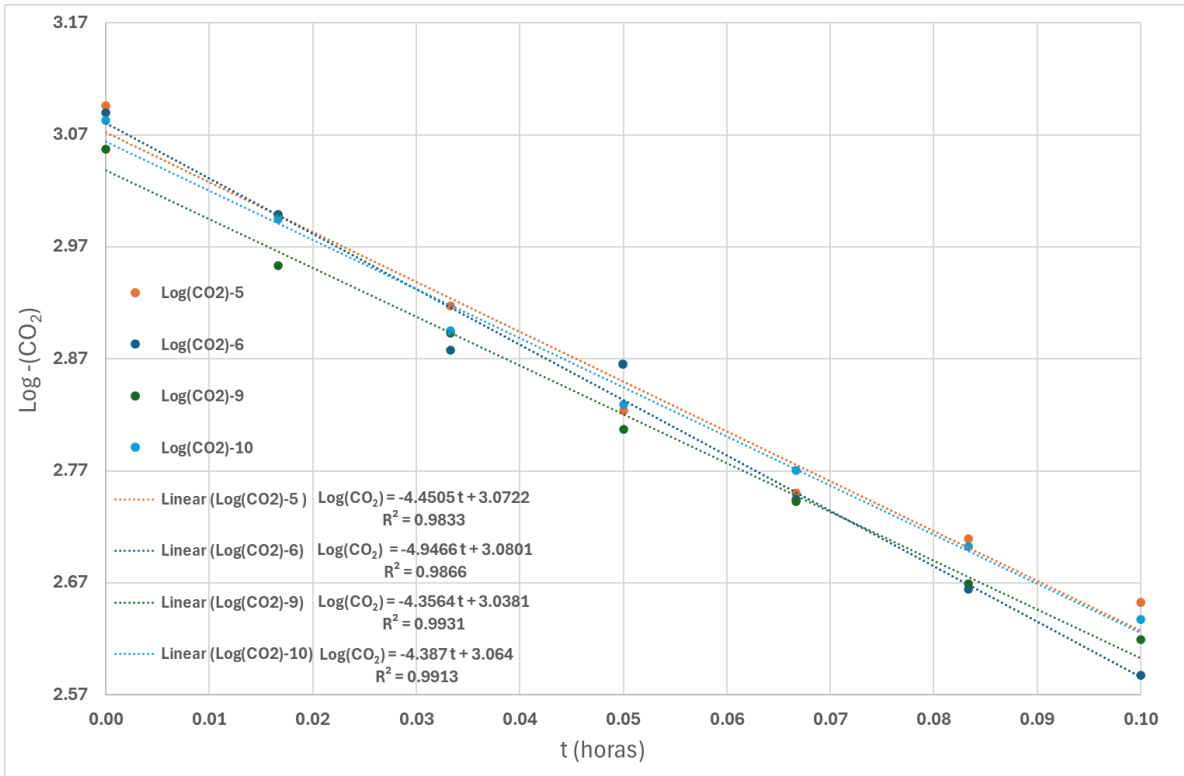


Figura 37 Evolução do logaritmo da concentração CO₂ em função do tempo - Ensaio 2: Ocupantes 5, 6, 9 e 10.

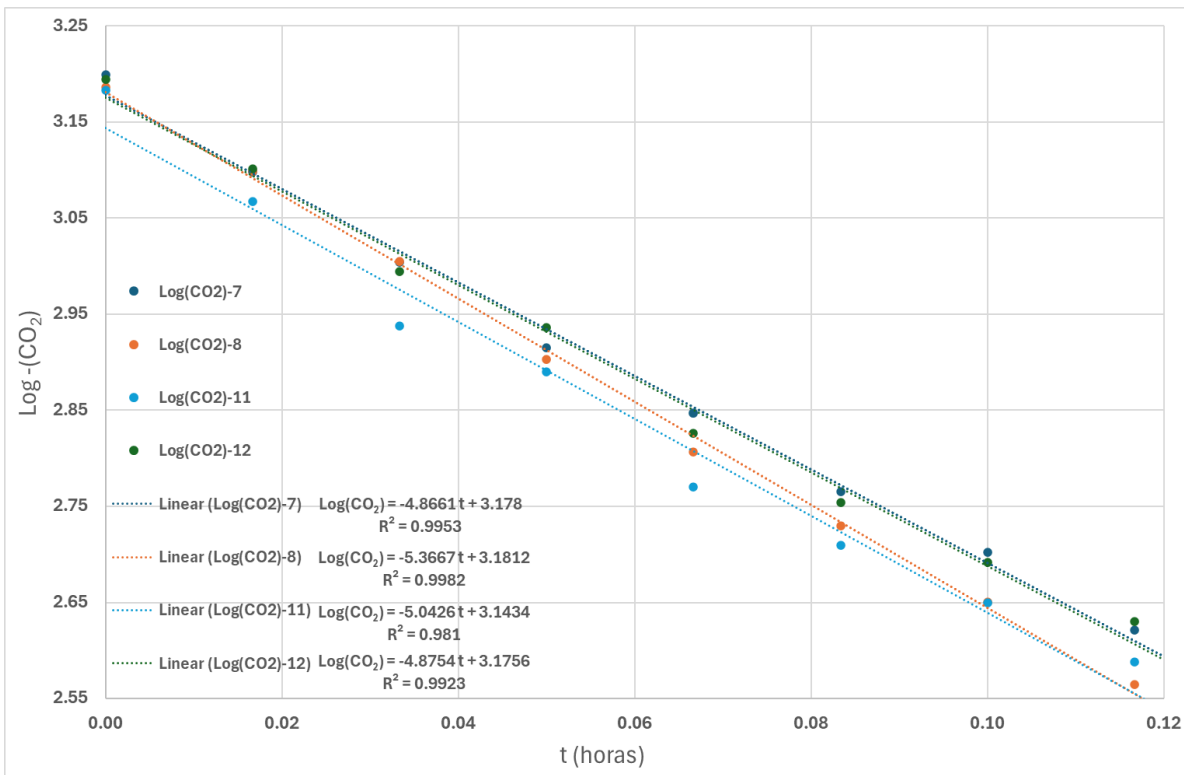


Figura 38 Evolução do logaritmo da concentração CO₂ em função do tempo. Ensaio 3: Ocupantes 7, 8, 11 e 12.

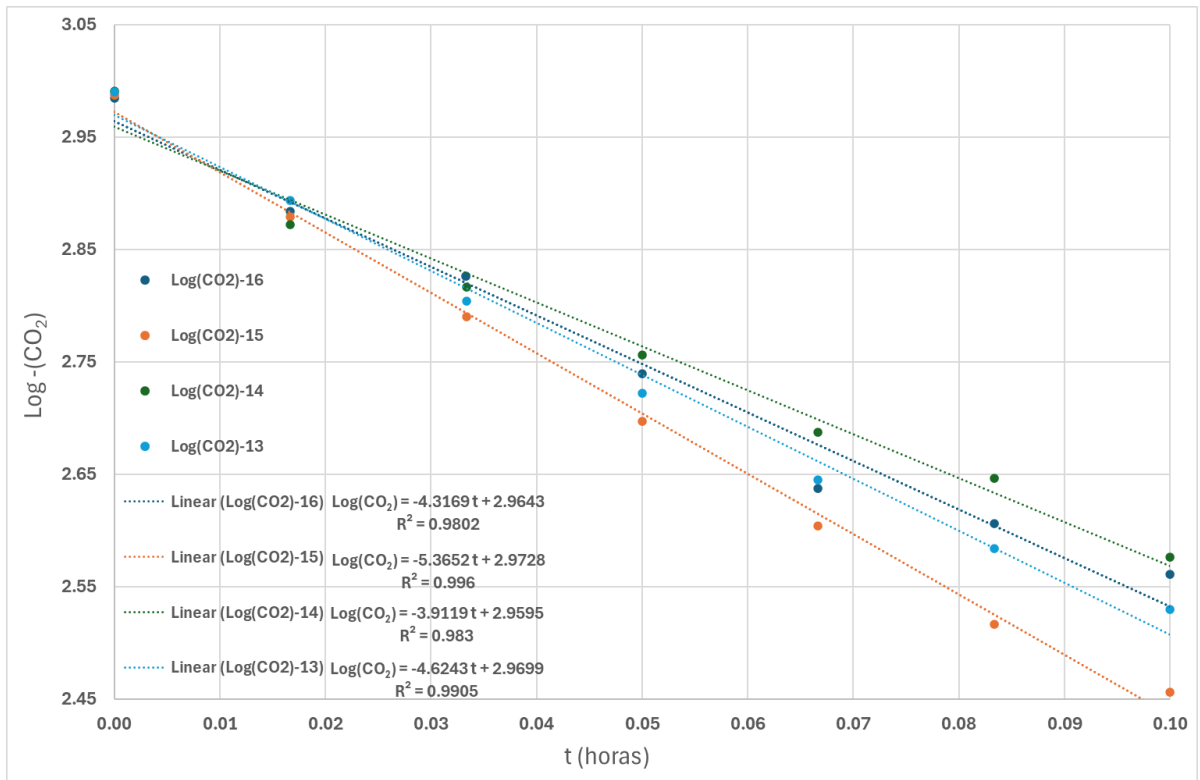


Figura 39 Evolução do logaritmo da concentração CO₂ em função do tempo. - Ensaio 4: Ocupantes 13, 14, 15 e 16.

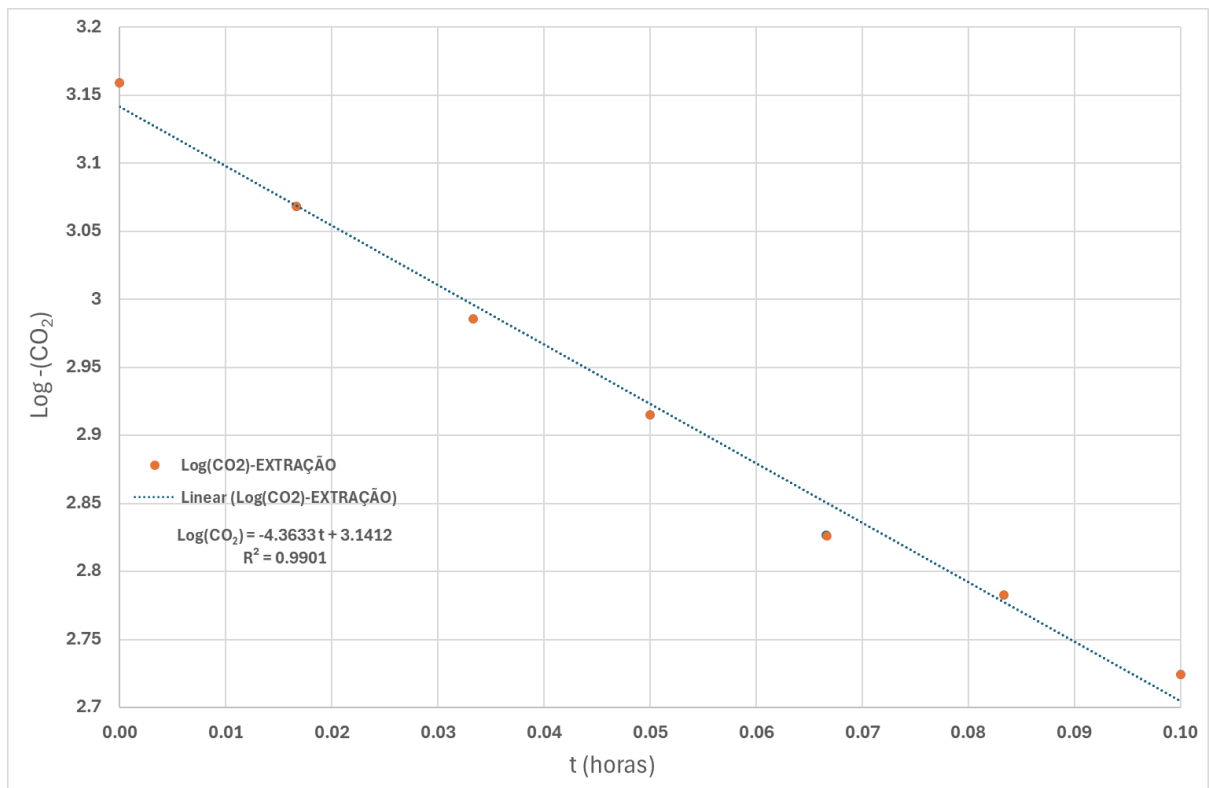


Figura 40 Evolução do logaritmo da concentração CO₂ em função do tempo - Ensaio 5: Extração.

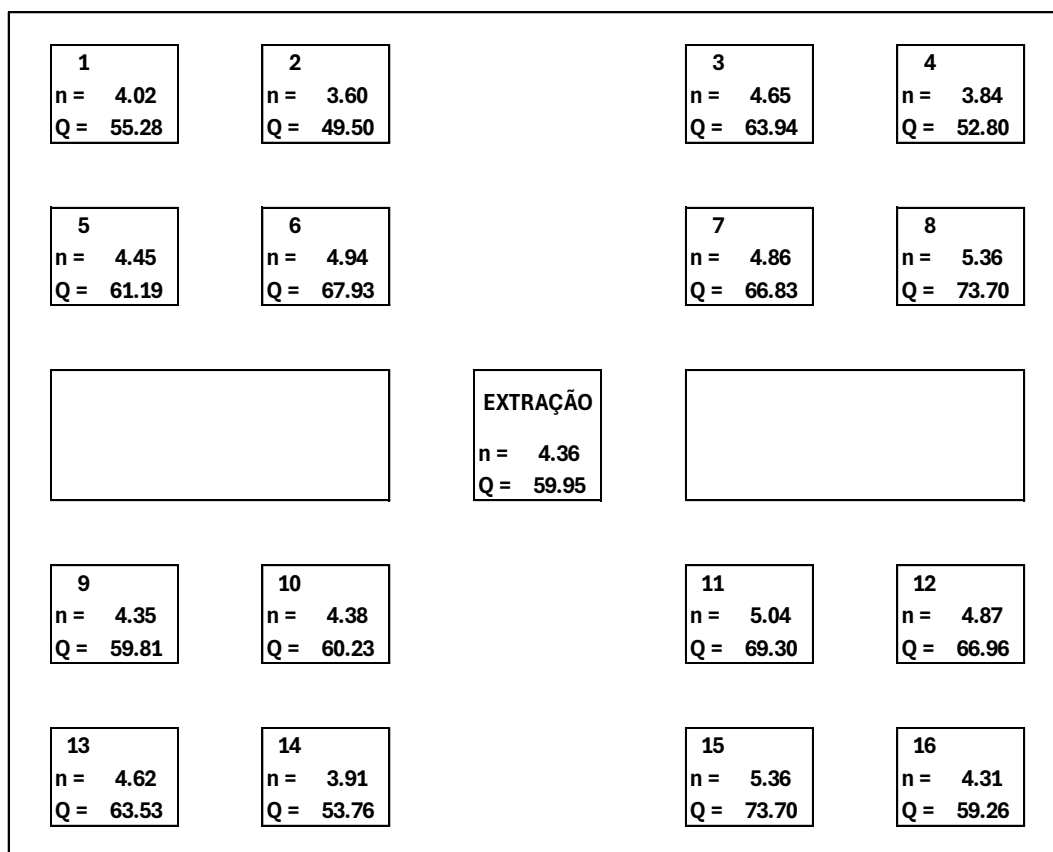


Figura 41 Mapeamento da taxa de renovações do ar ($n=[1/h]$) e caudal volumétrico de ar ($Q=[m^3/h]$) por ocupante.

Observando a figura 41 é possível perceber que os resultados da taxa de renovação do ar para cada ocupante são valores próximos e que não existe uma grande variação entre eles. Devido a estes valores serem próximos também percebe-se que a distribuição do ar realizada pelo sistema de ventilação ocorre de maneira uniforme.

A taxa de renovações do ar na zona de respiração dos ocupantes apresenta valores próximos que não distanciam-se muito uns dos outros. No entanto, levando em consideração estas variações os ocupantes 2, 4 e 14 apresentam as menores taxas de renovação do ar, de 3,60 a 3,91[1/h]. Já os ocupantes 8, 11 e 15 são os que possuem maior taxa de renovação do ar, ultrapassando as 5 renovações por hora.

Todo o CO_2 presente no ambiente é transportado para extração, assim a taxa de renovação do ar obtido na extração pode ser considerada um valor médio para o ambiente. A média da taxa de renovação do ar na zona de respiração de cada é de 4,54 [1/h], já a taxa de renovação do ar na zona da extração é de 4,36[1/h].

A figura 41 também apresenta o caudal volúmico do ar, determinado através da taxa de renovação do ar local para cada ocupante.

4.3 RESULTADOS NUMÉRICOS (MODELO CFD)

No escoamento em torno dos ocupantes, é possível observar em todo o plano a velocidade do ar em [m/s] e o número de renovações do ar [1/h]. Os planos verticais transversais aos jatos de entrada de ar, verticais longitudinais aos jatos de entrada de ar e horizontais são apresentadas em imagens 2D em isolinhas.

- o plano vertical transversal;
- o plano vertical longitudinal;
- o plano horizontal.

4.3.1 ESCOAMENTO EM TORNO DOS OCUPANTES

Da figura 42 à figura 45 é apresentado os cortes transversais realizados no modelo CFD, estes planos exibem o desenvolvimento dos jatos confluentes verticais e o comportamento do escoamento de ar na câmara. Nestas figuras também é possível perceber que os jatos confluentes verticais ao longo do seu desenvolvimento aproximam-se da parede seguindo o efeito Coanda direcionando o escoamento do ar novo em direção ao chão. Ao lado de cada corte está uma representação em 3D, evidenciando a zona onde o corte foi realizado.

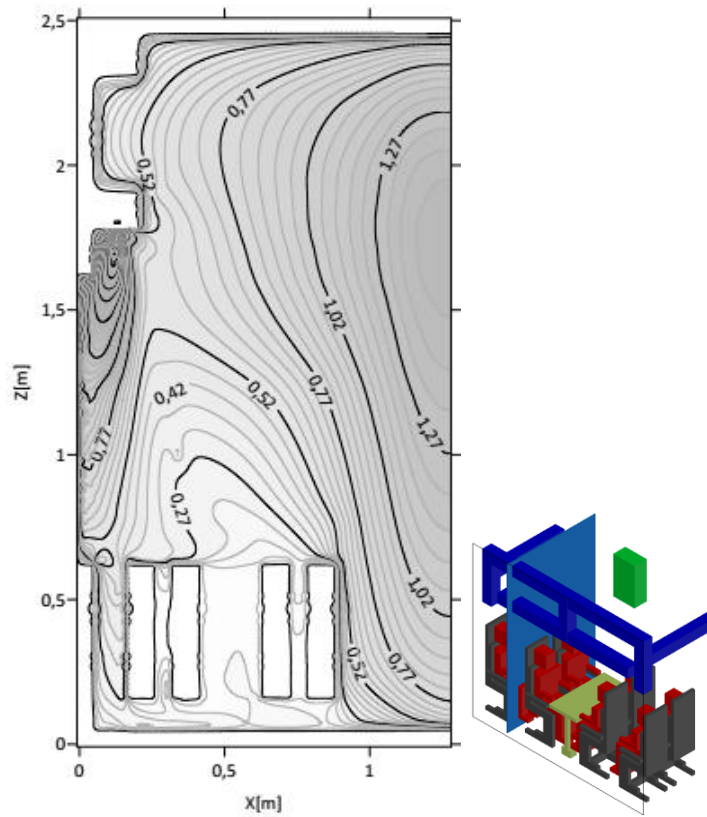


Figura 42 Plano vertical transversal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $Y=0.55$ [m].

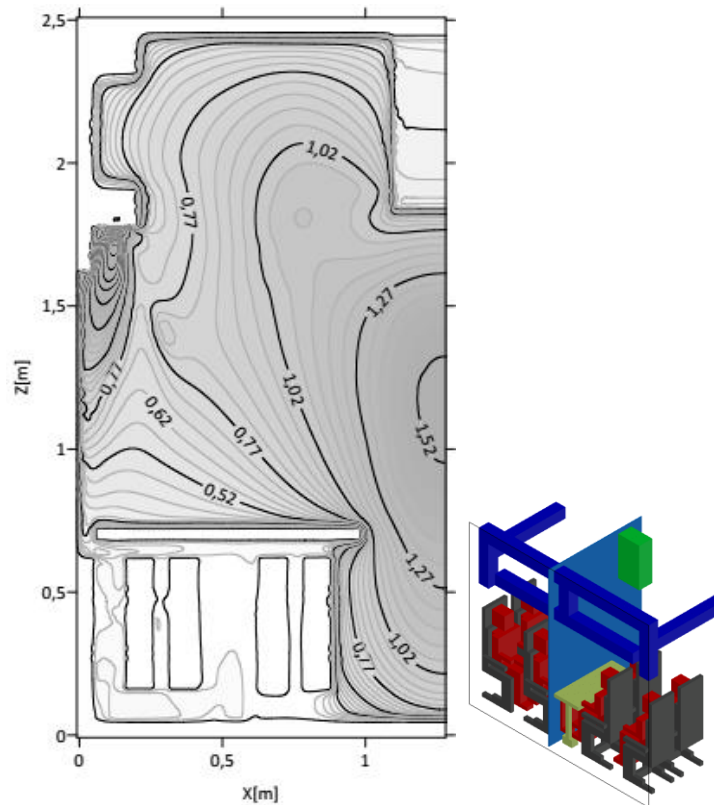


Figura 43 Plano vertical transversal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $Y=1.30$ [m].

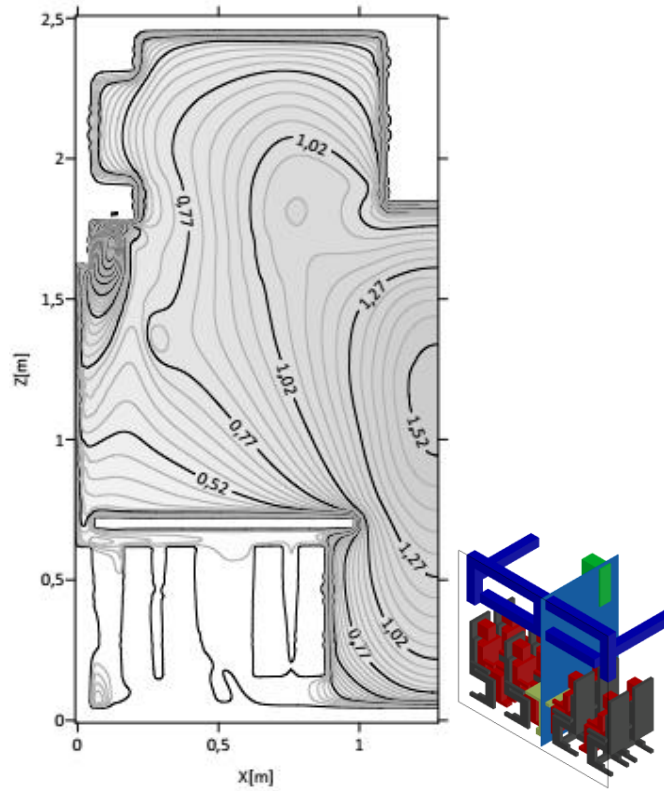


Figura 44 Plano vertical transversal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $Y=1,55[m]$.

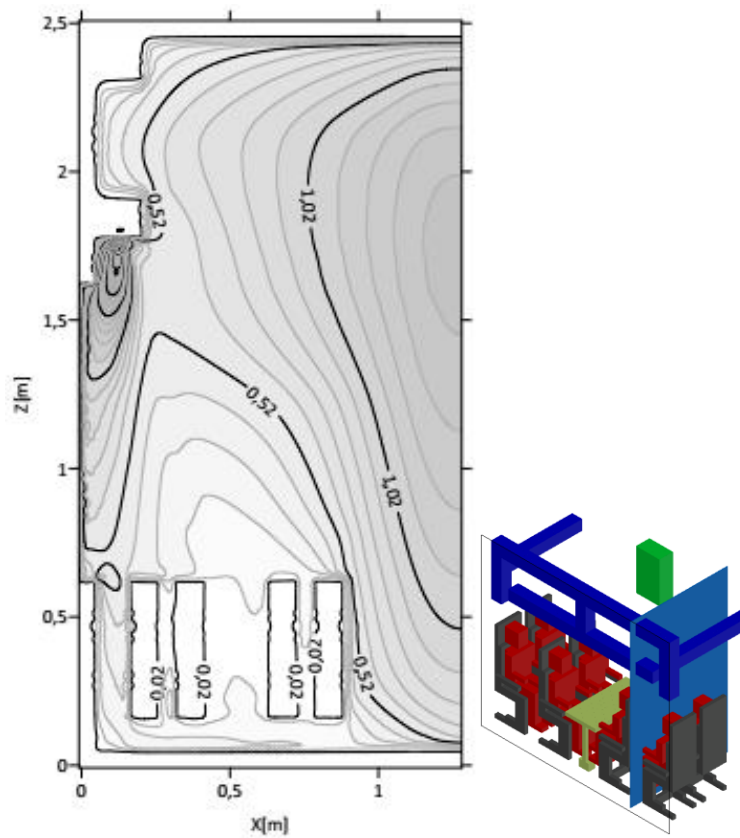


Figura 45 Plano vertical transversal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $Y=2,30[m]$.

Nos resultados apresentados da figura 42 à figura 45, também se observa que os membros inferiores dos ocupantes, nomeadamente, quadril, pernas e pés, estão sujeitos a velocidade do ar superior a 0.25 [m/s].

A figura 46 apresenta um corte horizontal próximo das entradas do ar na câmara. Nesta figura é visível que os pequenos jatos uniram-se formando apenas um único jato.

Da figura 47 à figura 49 é apresentado o escoamento do ar em torno dos ocupantes. Observando os corpos dos ocupantes, percebe-se que seus membros superiores, nomeadamente, braços, ombros e cabeça estão expostos a uma velocidade do ar próximo a 0,45m/s.

Na figura 50 está apresentado um corte horizontal a meio das cabeças dos ocupantes. A imagem apresenta o escoamento na zona da cabeças dos ocupantes e observa-se que próximo da cabeça dos ocupantes a velocidade do ar varia de 0.32 a 1.02 [m/s].

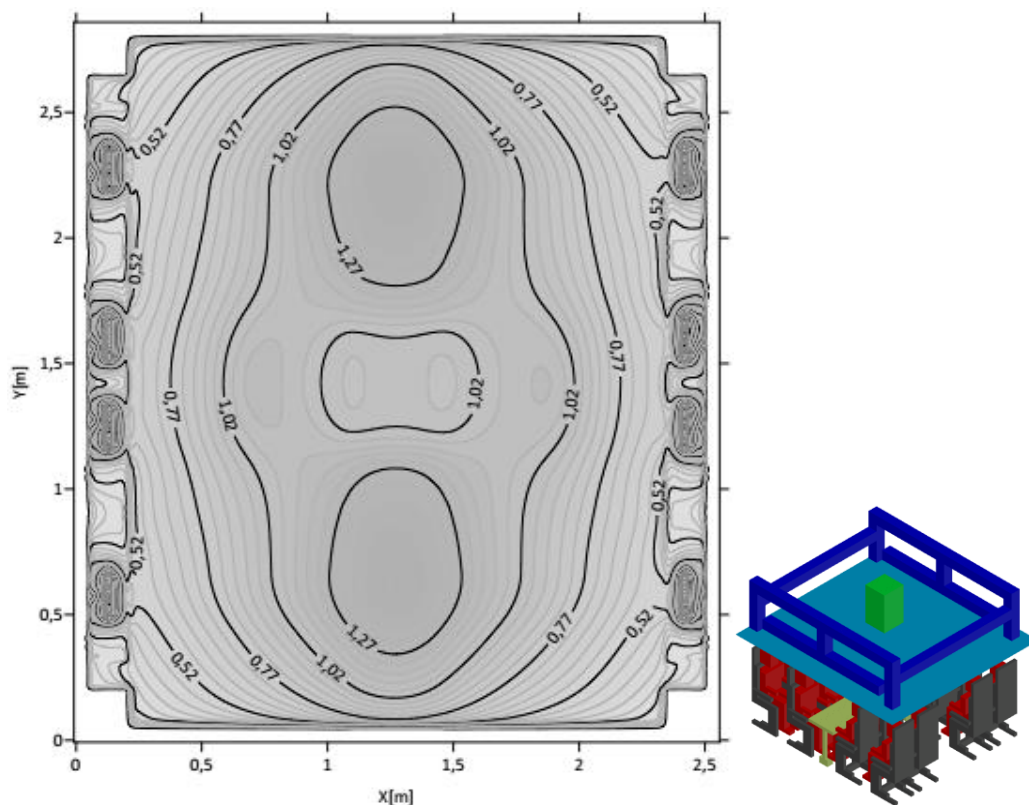


Figura 46 Plano horizontal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $Z= 1,7$ [m].

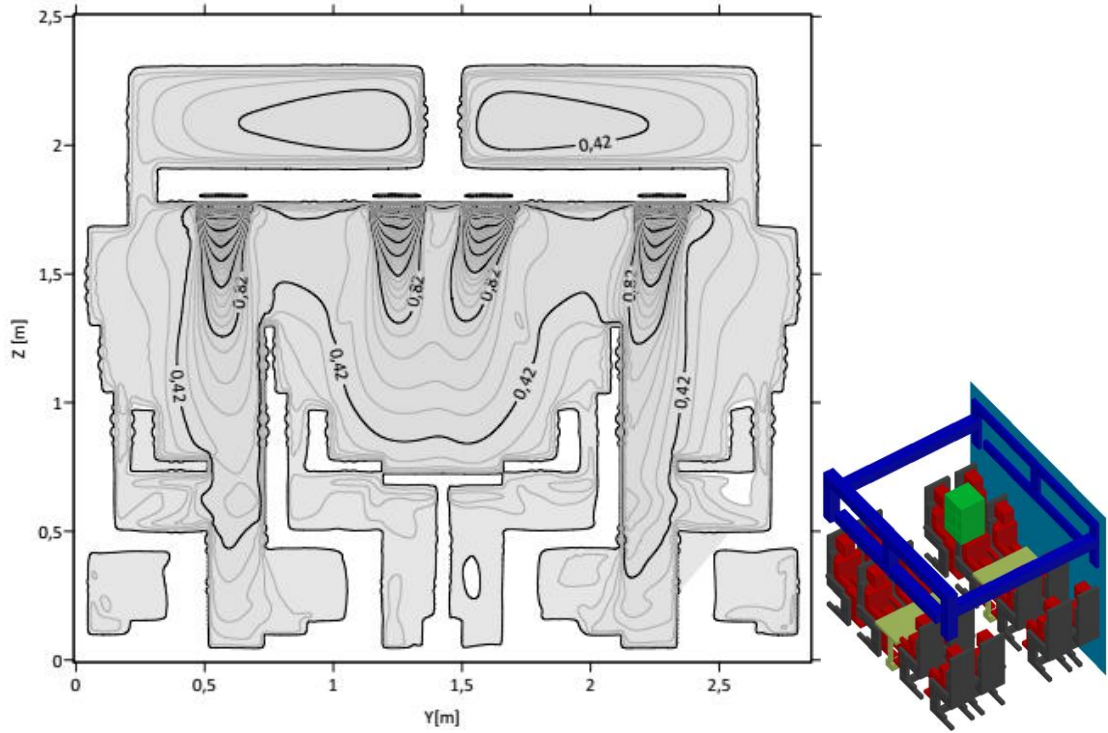


Figura 47 Plano vertical longitudinal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $X= 0,20[m]$.

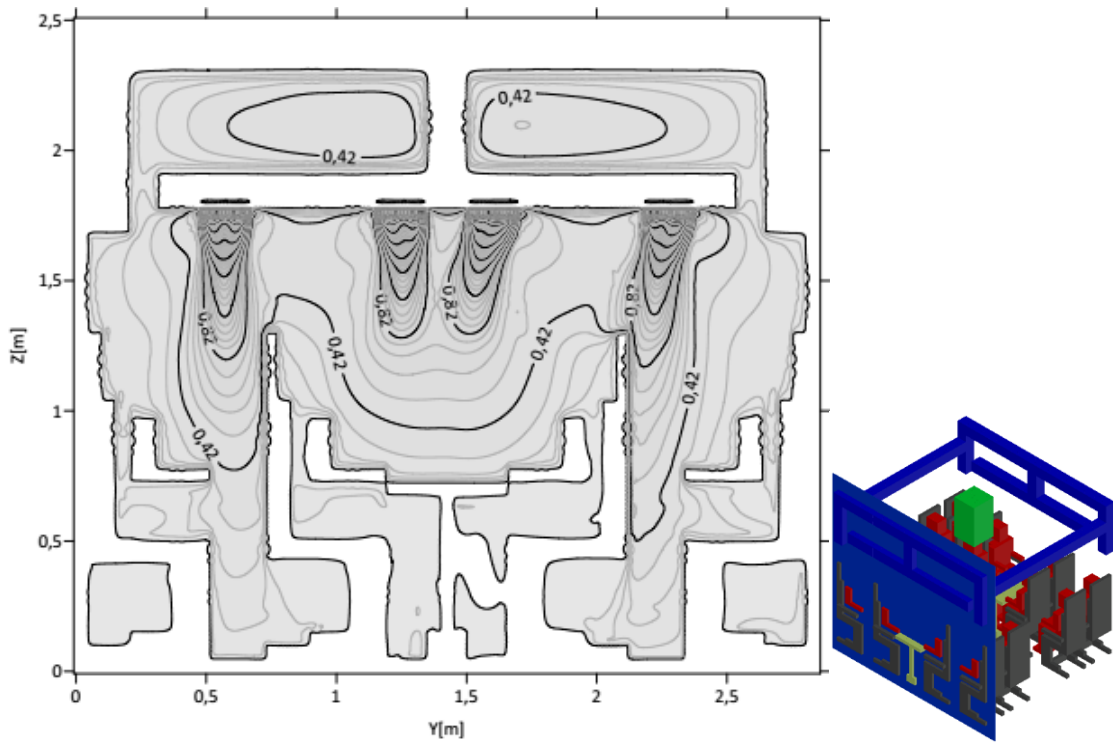


Figura 48 Plano vertical longitudinal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $X= 2,40[m]$.

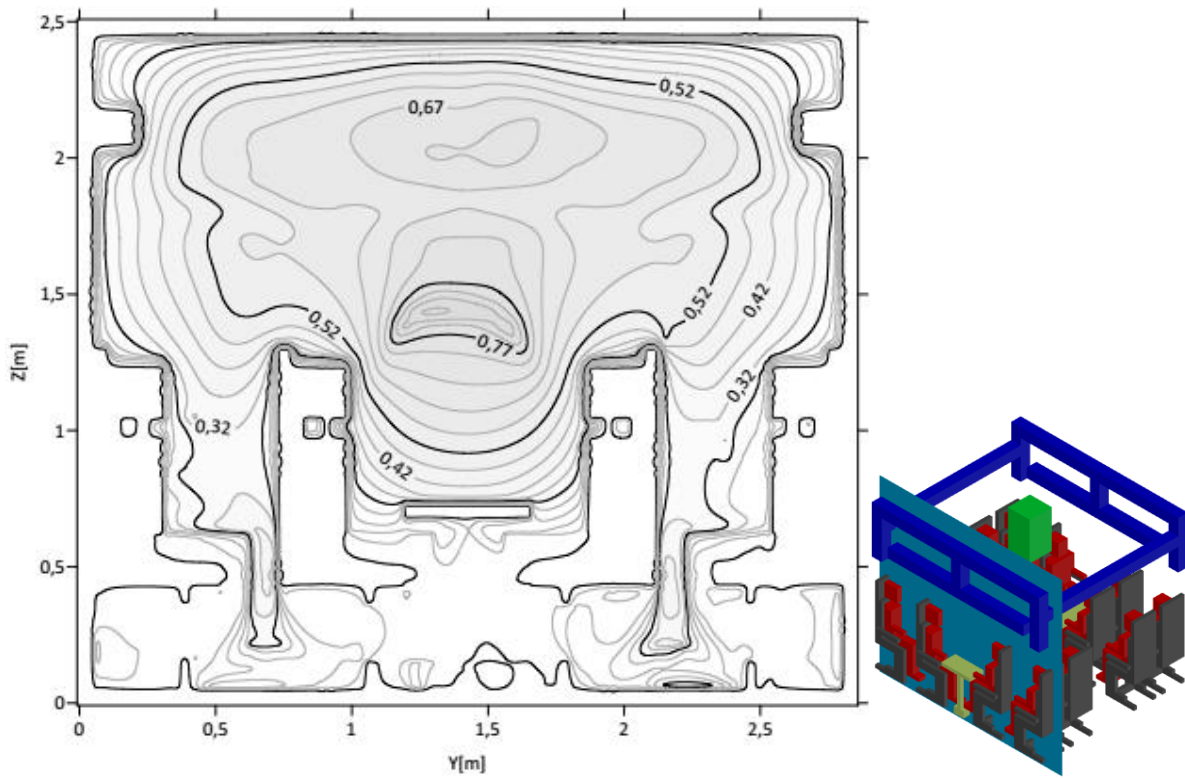


Figura 49 Plano vertical longitudinal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $X= 2.30$ [m].

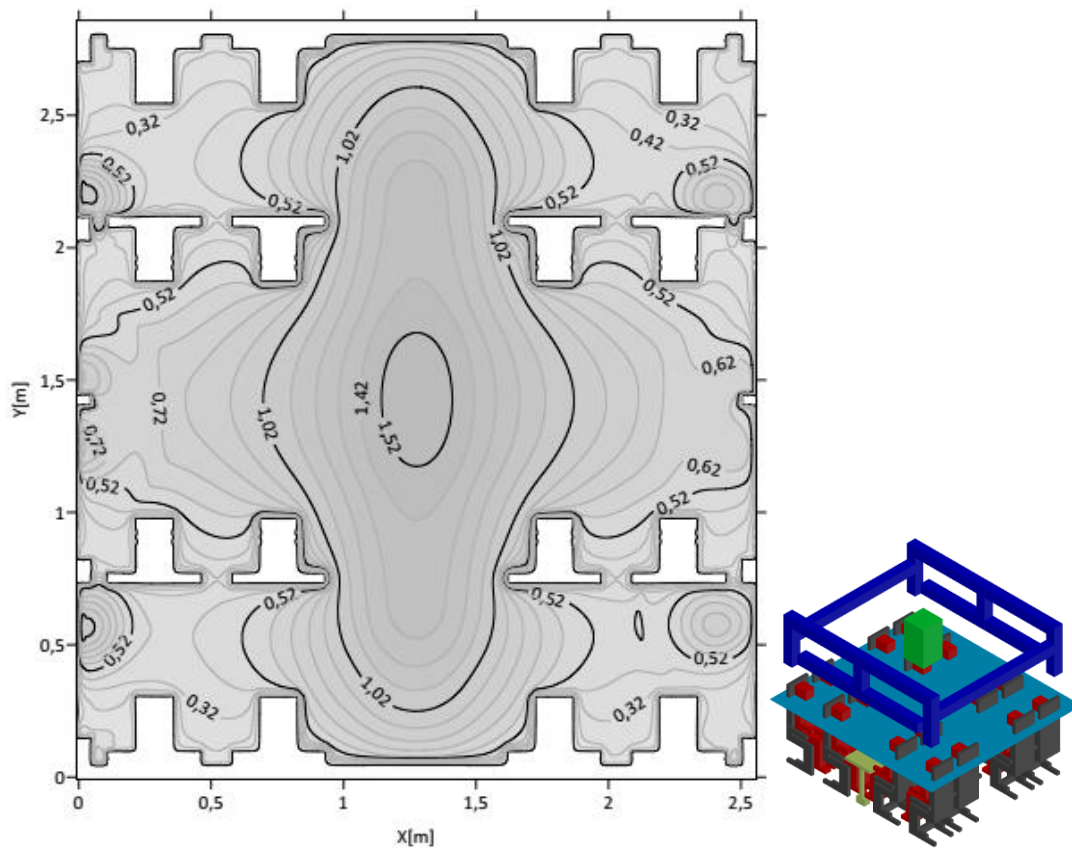


Figura 50 Plano horizontal do campo da velocidade do ar [m/s], para uma coordenada de $Z= 1.20$ [m].

4.3.2 TAXA DE RENOVAÇÕES DO AR

As figuras 51 a 54 apresentam a taxa de renovação do ar próxima das faces dos ocupantes. Nestas figuras os ocupantes também não ficam totalmente visíveis, mas os rectângulos que aparecem na parte inferior de cada imagem é a representação dos membros inferiores (pernas).

As figuras 55 a 57 apresentam a taxa de renovação do ar em torno dos ocupantes. A zona de respiração é mais evidente, sendo mais visível o contorno dos passageiros.

A figura 58 apresenta um corte transversal tendo o foco na extração de ar do sistema de ventilação.

A figura 59 apresenta um diagrama onde é visível o contorno da cabeça de cada ocupante, sendo aparente a zona de respiração de todos os ocupantes posicionados na câmara.

As manchas brancas aparentes nestas figuras, presentes principalmente na zona acima da extração, são consequências de massas de ar presas, espaços com uma taxa de renovação do ar muito inferior em comparação à zona de respiração dos ocupantes.

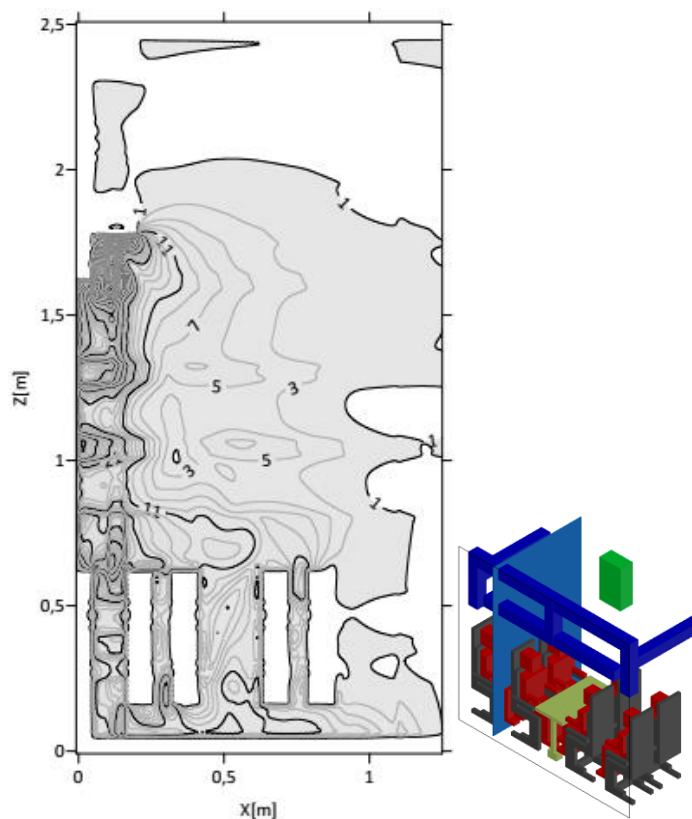


Figura 51 Plano vertical transversal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $Y=0.55$ [m].

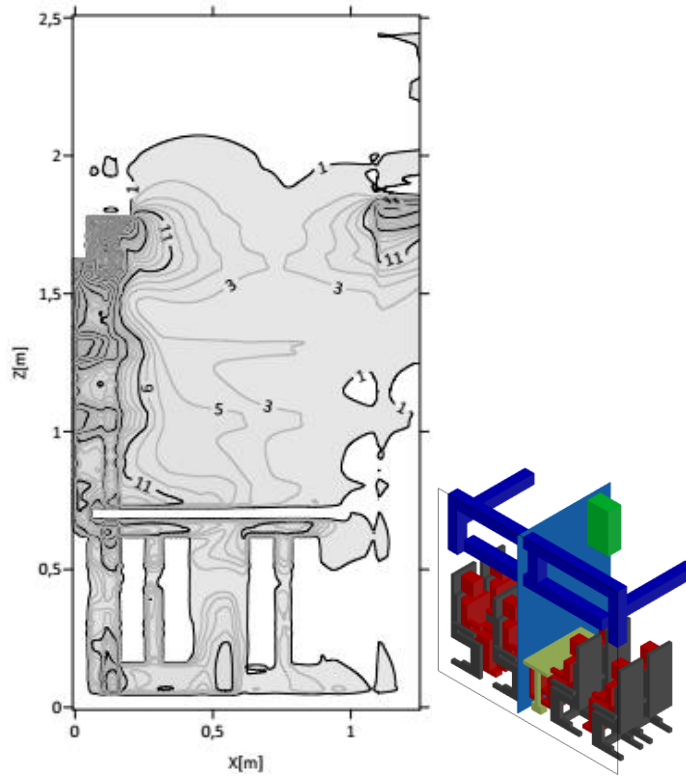


Figura 52 Plano vertical transversal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $Y=1,30$ [m].

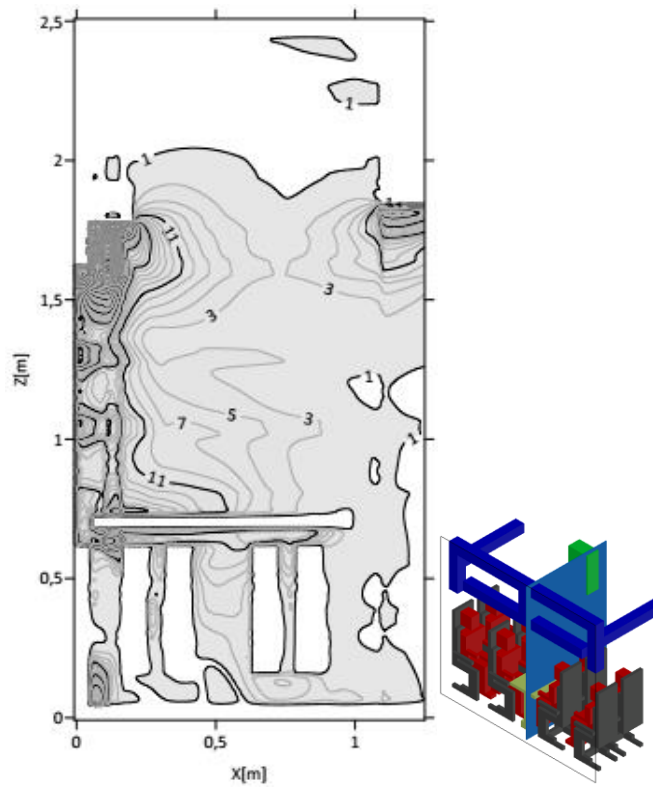


Figura 53 Plano vertical transversal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $Y=1,55$ [m].

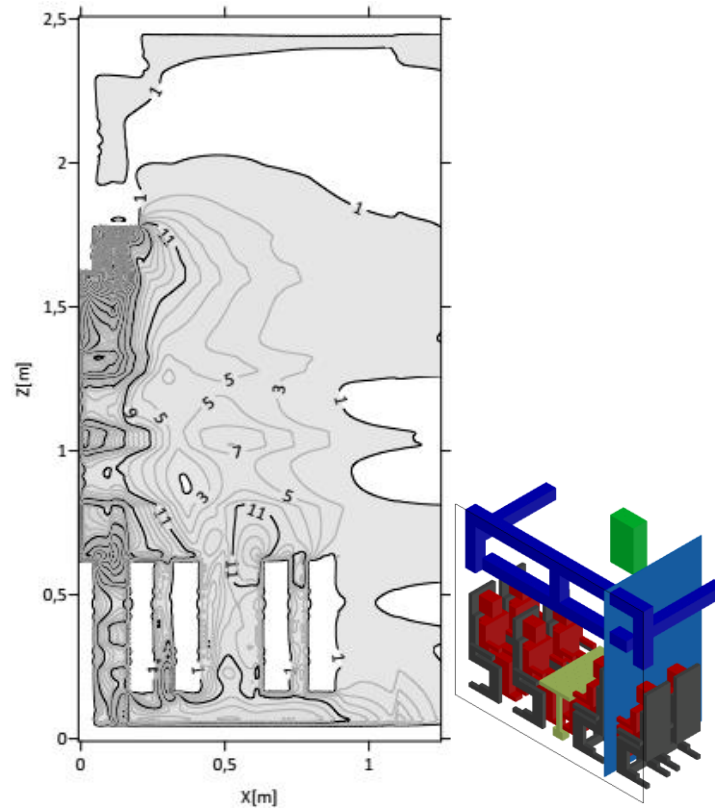


Figura 54 Plano vertical transversal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $Y=2,30[m]$.

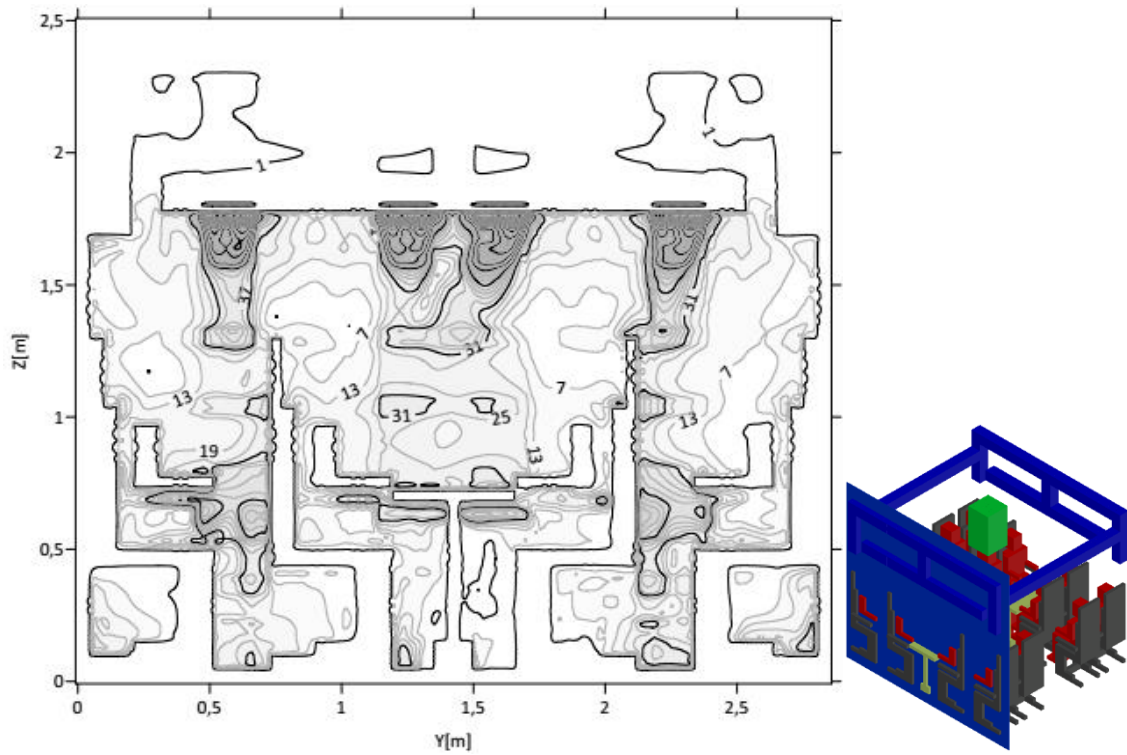


Figura 55 Plano vertical longitudinal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $X=2,40[m]$.

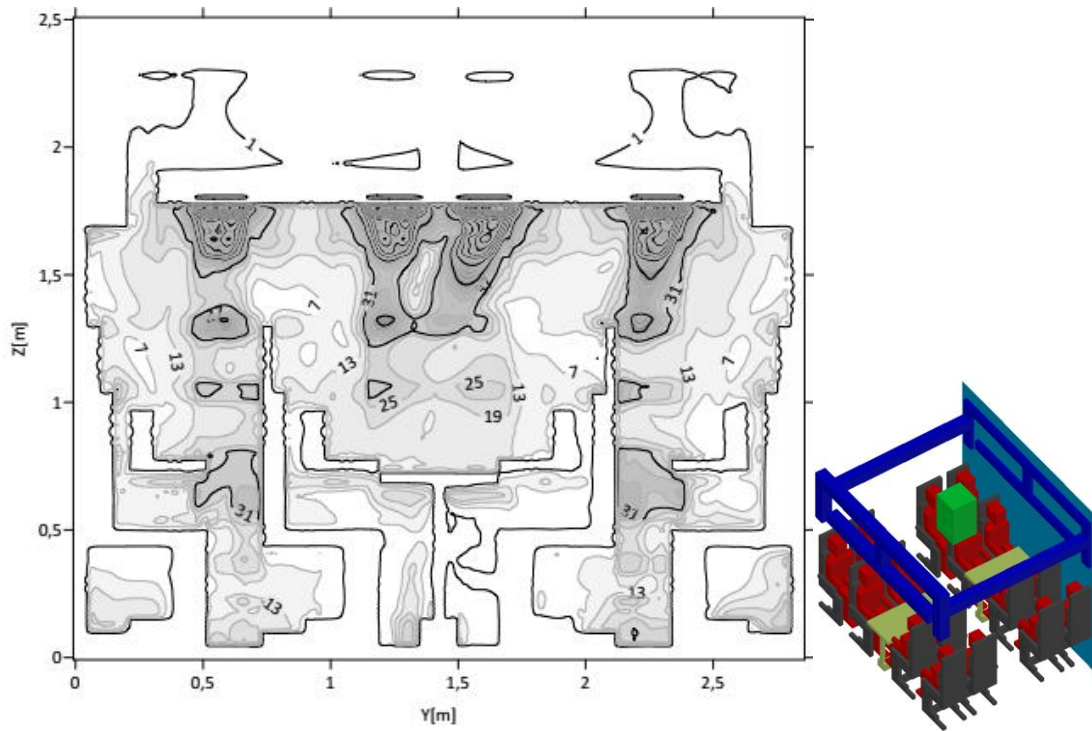


Figura 56 Plano vertical longitudinal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $X=0,20[m]$.

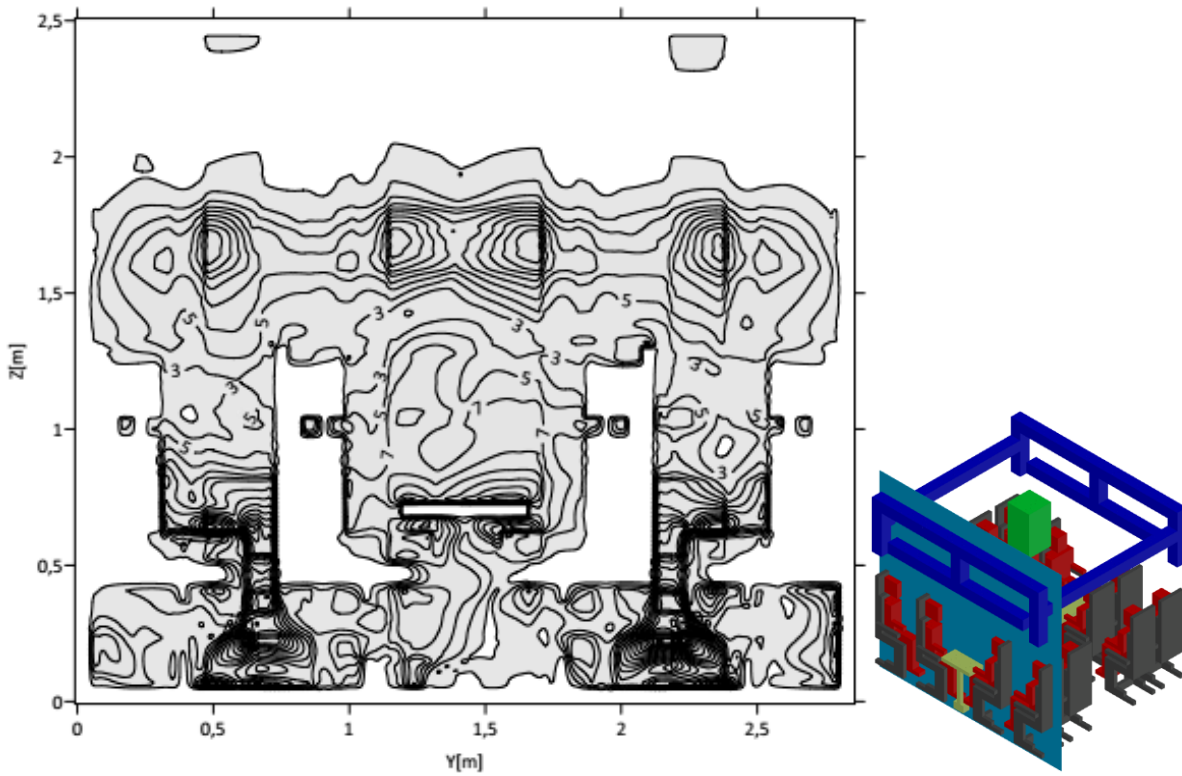


Figura 57 Plano vertical longitudinal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $X=2,30[m]$.

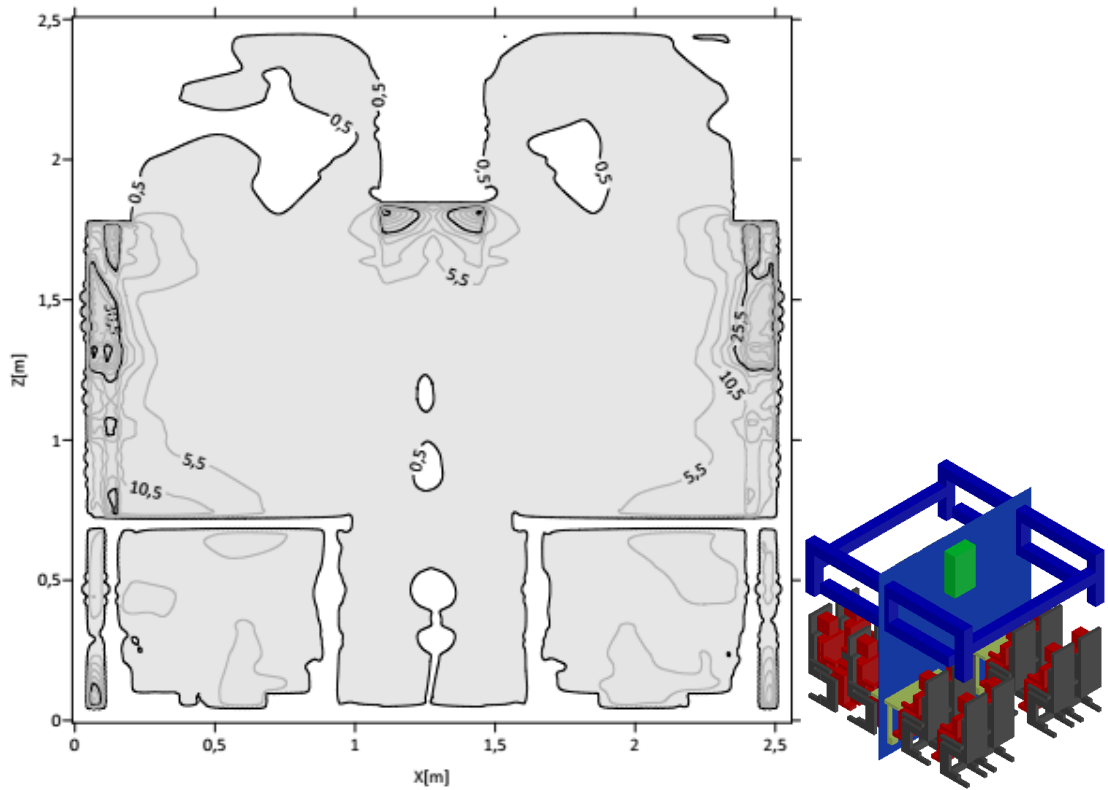


Figura 58 Plano vertical transversal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $Y=1,45[m]$.

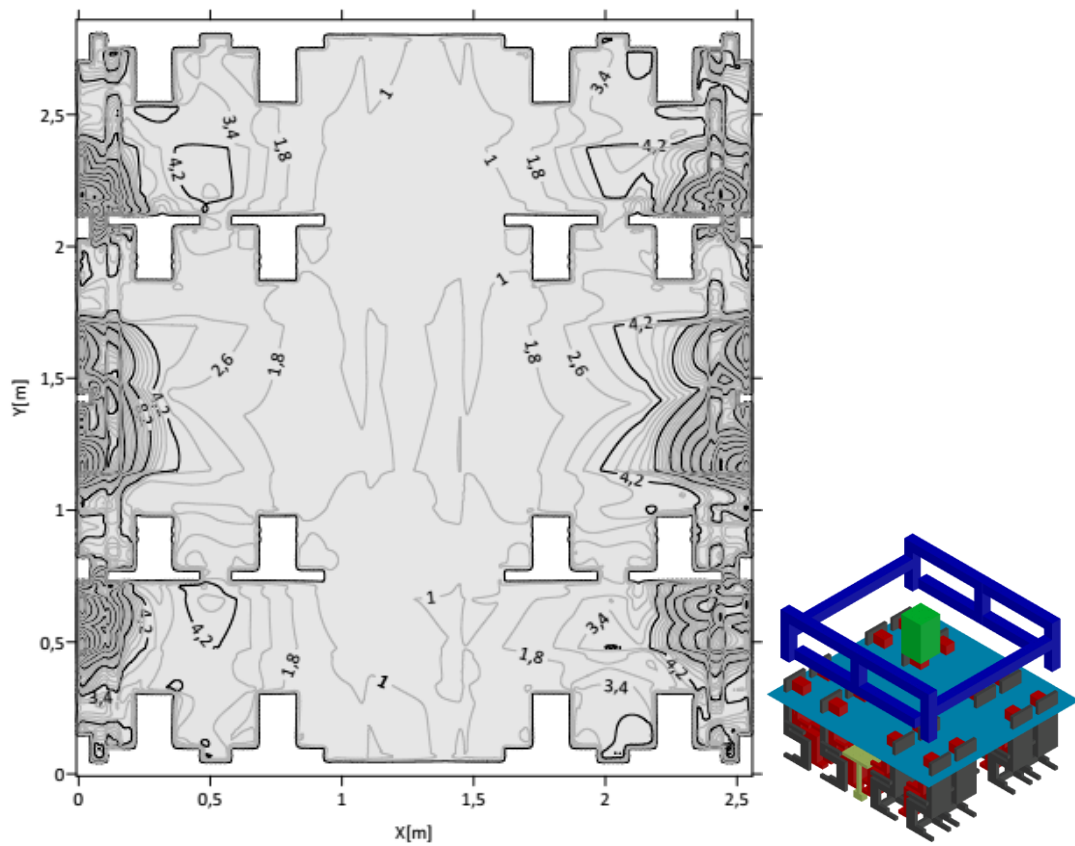


Figura 59 Plano horizontal do campo da taxa de renovações do ar [1/h], para uma coordenada de $Y=1,20[m]$.

Os valores da taxa de renovação do ar apresentados da figura 51 à figura 59, são valores próximos aos obtidos experimentalmente. A taxa de renovação do ar obtidos experimentalmente variam de 3,60 a 5,36 renovações por hora. Já os resultados obtidos numericamente através do modelo CFD variam de 2.6 a 5 renovações do ar próximo à zona de respiração dos ocupantes.

A figura 57 apresenta para os ocupantes 1 e 5 uma taxa de renovação do ar na ordem de 3 [1/h] e para os ocupantes 9 e 13 uma taxa de renovação do ar na ordem de 5 [1/h]. Já os resultados experimentais para estes ocupantes variam de 4.02 a 4.62 [1/h].

A figura 58 apresenta um corte transversal com foco na zona de extração do ar. A taxa de renovação do ar na zona da extração apresentado pelo modelo CFD é na ordem de 5 [1/h], já o resultado obtido experimentalmente é na ordem de 4.36 [1/h].

5

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Esta dissertação foi direcionada ao estudo do sistema de ventilação através de jatos confluentes verticais. No estudo foi realizado uma análise tanto em modelo numérico, como experimental. Foi realizado análise do escoamento do ar no interior das condutas, escoamento do ar e taxa de renovação do ar no interior da câmara e em torno dos ocupantes.

Foi desenvolvido um modelo numérico baseado em equações de balanço mássico e de energia utilizado no cálculo da velocidade do ar no interior de um sistema de condutas. A resolução do sistema de equações resultante é efetuada através do software de resolução de sistemas de equações não lineares. Esta simulação numérica do escoamento no interior das condutas apresenta valores de velocidade do ar a entrada da câmara (jatos de insuflação) na ordem de 10,3[m/s] para cada grupo de jatos. Já os resultados obtidos de forma prática apresentam uma variação da velocidade do ar em cada jato na ordem de 10,04 a 10,92 [m/s]. Os valores numéricos estão próximos dos reais, sendo a estimativa numérica bem-sucedida na determinação das perdas de cargas do sistema de ventilação.

Para a validação do modelo CFD foi apresentado dados dos ensaios numéricos e experimentais. Em comparação com os resultados obtidos pode-se concluir que o modelo numérico apresenta resultados semelhantes aos obtidos experimentalmente. Conclui-se que o modelo numérico apresenta uma previsão do comportamento do fluido similar ao comportamento real.

O sistema de ventilação por jatos confluentes verticais fornece ao ambiente um caudal volúmico de ar de 119,7 [m³/h], conclui-se que o sistema de ventilação é insuficiente para o número de ocupantes, já que a norma portuguesa orienta um caudal volúmico de ar de 35[m³/h]

por pessoa. Segundo o caudal da norma este sistema de ventilação garante um caudal volúmico de ar apenas para três pessoas com uma taxa de renovação do ar de 8,7[1/h].

Os valores obtidos experimentalmente da taxa de renovação do ar na zona de respiração de cada ocupante variam de 3,6 a 5,36 [1/h]. Os valores apresentados são próximos, o que leva à conclusão de que o sistema de ventilação por jatos confluentes verticais proporciona uma distribuição do ar de maneira uniforme.

Nos resultados para o escoamento em torno dos ocupantes apresentado pelo modelo numérico CFD é possível concluir que os jatos confluentes verticais ao longo do seu desenvolvimento aproximam-se da parede direcionando o escoamento de ar novo em direção ao chão, o que impõe ao ambiente uma renovação do ar de forma ascendente na zona ocupada.

Os resultados obtidos para a taxa de renovação do ar pelo modelo CFD variam de 2,6 a 5 renovações por hora próxima à zona de respiração dos ocupantes. Analisando estes resultados e comparando com os resultados obtidos experimentalmente através do método dos gases traçadores, conclui-se que para vários ocupantes, para ambos os ensaios, a taxa de renovação do ar é relativamente igual.

Como trabalhos futuros propõe-se continuar com pesquisas voltadas para o sistema de ventilação por jatos confluentes verticais dando ênfase para análises experimentais na câmara climática com auxílio de voluntários para determinar a concentração de CO₂ no ambiente e zona de respiração dos ocupantes.

REFERÊNCIAS

- Amanowicz, Ł., Ratajczak, K., & Dudkiewicz, E. (2023). Recent Advancements in Ventilation Systems Used to Decrease Energy Consumption in Buildings—Literature Review. In *Energies* (Vol. 16, Issue 4). MDPI. <https://doi.org/10.3390/en16041853>
- Angelova, R. A., Markov, D., Velichkova, R., Stankov, P., & Simova, I. (2021). Exhaled Carbon Dioxide as a Physiological Source of Deterioration of Indoor Air Quality in Non-Industrial Environments: Influence of Air Temperature. *Energies*, *14*(23), 8127. <https://doi.org/10.3390/en14238127>
- ASHRAE. (2017). *ASHRAE HANDBOOK STAFF: Vol. SI Edition*.
- ASHRAE 62. (2001). *ASHRAE 62. ANSI*.
- ASHRAE Standing Standard Project Committee 55. (2013). *ASHRAE Standard 55. ANSI*. www.ashrae.org/technology.
- Atthajariyakul, S., & Leephakpreeda, T. (2005). Neural computing thermal comfort index for HVAC systems. *Energy Conversion and Management*, *46*(15–16), 2553–2565. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.12.007>
- Awbi, H. B. (1998). ENERGY EFFICIENT ROOM AIR DISTRIBUTION. *Renewable Energy*, *15*, 293–299.
- Awbi, H. B. (2003). *Ventilation of Buildings: Vol. Second edition*. Spon Press.
- Awbi, H. B., Karimipannah, T., & Cho, Y. (2008). Theoretical and experimental investigation of wall confluent jets ventilation and comparison with wall displacement ventilation. *Building and Environment*, *43*(6), 1091–1100. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.02.006>
- Berquist, J., Cassidy, N., Touchie, M., O'Brien, W., & Fine, J. (2022). High-rise residential building ventilation in cold climates: A review of ventilation system types and their impact on measured building performance. In *Indoor Air* (Vol. 32, Issue 11). John Wiley and Sons Inc. <https://doi.org/10.1111/ina.13158>

- Blaga, A. B. (2016). THE IMPORTANCE OF INDOOR AIR QUALITY STUDY IN SCHOOLS. *ACTA MEDICA TRANSILVANICA - AMT*, 21(1), 17–19. <https://doi.org/10.1515/reveh-2014-0065>
- Conceição E. (1996). *Estudo Aero-Térmico de Habitáculos de Veículos de Transporte de Passageiros* [Dissertação]. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.
- Conceição E. (1999). *Avaliação de Condições de Conforto Térmico: Simulação Numérica do Sistema Térmico do Corpo Humano e do Vestuário*.
- Conceição, E., & Awbi, H. (2021). Evaluation of Integral Effect of Thermal Comfort, Air Quality and Draught Risk for Desks Equipped with Personalized Ventilation Systems. *Energies*, 14(11), 3235. <https://doi.org/10.3390/en14113235>
- Conceição, E., & Lúcio, M. (2006). Air Quality Inside a School Building: Air Exchange Monitoring, Evolution of Carbon Dioxide and Assessment of Ventilation Strategies. *International Journal of Ventilation*, 5(2), 259–270. <https://doi.org/10.1080/14733315.2006.11683743>
- Conceição, E. Z. E., Farinho, J. P., Manuela, M., & Lúcio, J. R. (2012). Evaluation of Indoor Air Quality in Classrooms Equipped with Cross-Flow Ventilation. *International Journal of Ventilation*, 11(1), 53–67.
- Conceição, E. Z. E., Lúcio, M. M. J. R., Lourenço, T. M. C., & Brito, A. I. P. V. (2006). Evaluation of thermal comfort in slightly warm ventilated spaces in nonuniform environments. *HVAC and R Research*, 12(3), 451–475. <https://doi.org/10.1080/10789669.2006.10391189>
- Conceição, E. Z. E., Lúcio, M. M. J. R., Rosa, S. P., Custódio, A. L. V., Andrade, R. L., & Meira, M. J. P. A. (2010). Evaluation of comfort level in desks equipped with two personalized ventilation systems in slightly warm environments. *Building and Environment*, 45(3), 601–609. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.07.020>
- ECA, & EUROPEAN CONCERTED ACTION. (1992). INDOOR AIR QUALITY & ITS IMPACT ON MAN - Guidelines for Ventilation Requirements in Buildings. *Commission of the European Communities Directorate General for Science, EUR 14449 EN*.
- Fanger, P. O., Melikov, A. K., Hanzawa, H., & Ring, J. (1988). Air Turbulence and Sensation of Draught. *Energy and Buildings*, 12, 21–39.
- Fanger, P. O. (1973). Assessment of man's thermal comfort in practice. *British Journal of Industrial Medicine*, 30(4), 313–324. <https://doi.org/10.1136/oem.30.4.313>

- Fanger, P. O., & Toftum, J. (2002). Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates. *Energy and Buildings*, 34(6), 533–536. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00003-8](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00003-8)
- Fanger, P. O., & Christensen, N. K. (1986). Perception of draught in ventilated spaces. *Ergonomics*, 29(2), 215–235. <https://doi.org/10.1080/00140138608968261>
- Freitas, L. C. (2016). *Manual de segurança e saúde do trabalho* (Vol. 3). Sílabo.
- Gan, G. (1995). Numerical investigation of local thermal discomfort in offices with displacement ventilation. *Energy and Buildings*, 23(2), 73–81. [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(95\)00930-2](https://doi.org/10.1016/0378-7788(95)00930-2)
- Ghahremanian, S. (2014). A Study on Proximal Region of Low Reynolds Confluent Jets—Part 2: Numerical Prediction of the Flow Field. *ASHRAE*, 120, 271–285.
- Gładyszewska-Fiedoruk, K., & Wiater, J. (2022). Indoor Air Quality with Particular Reference to Carbon Monoxide in the Room – A Pilot Study. *Journal of Ecological Engineering*, 23(6), 286–293. <https://doi.org/10.12911/22998993/149284>
- ISO 7726. (2002). *INTERNATIONAL STANDARD*. <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/99f92eea-d1b3-48b4-8a3c->
- ISO 7730. (2005). *INTERNATIONAL STANDARD*.
- Janbakhsh, S., Moshfegh, B., & Ghahremanian, S. (2010). A newly designed supply diffuser for industrial premises. *International Journal of Ventilation*, 9(1), 59–67. <https://doi.org/10.1080/14733315.2010.11683867>
- Janbakhsh, Setareh. (2015). A Ventilation Strategy Based on Confluent Jets An Experimental and Numerical Study. *Linköping Studies in Science and Technology - Dissertation No. 1671*. <https://doi.org/10.3384/diss-diva-117442>
- Kubwimana, B., Seyednezhad, M., & Najafi, H. (2023). Thermoelectric-Based Radiant Cooling Systems: An Experimental and Numerical Investigation of Thermal Comfort. *Energies*, 16(19), 6981. <https://doi.org/10.3390/en16196981>
- L. Fang, G. Clausen, & P. O. Fanger. (1998). Impact of Temperature and Humidity on Perception of Indoor air Quality During Immediate and longer Whole-Body Exposures. *Indoor Air*.
- Mahyuddin, N., Awbi, H. B., & Essah, E. A. (2015). Computational fluid dynamics modelling of the air movement in an environmental test chamber with a respiring manikin. *Journal*

- of Building Performance Simulation*, 8(5), 359–374.
<https://doi.org/10.1080/19401493.2014.956672>
- Matos, J., Brantes, J., & Cunha, A. M. A. (2010). Qualidade do Ar em Espaços Interiores - Um Guia Técnico. *APA - AGÊNCIA PORTUGUESA DO AMBIENTE*.
- Melikov, A. K., Cermak, R., & Majer, M. (2002). Personalized ventilation: evaluation of different air terminal devices. *Energy and Buildings*. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00102-0](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00102-0)
- Persily, A., Bahnfleth, W. P., Kipen, H., Lau, J., Mandin, C., Sekhar, C., Wargocki, P., Chi, L., & Weekes, N. (2022). Documento de Posição da ASHRAE sobre a Concentração de Dióxido de Carbono em Ambiente Interno. *ASHRAE*. www.ashrae.org.
- Ratajczak, K., Amanowicz, Ł., Pałaszynska, K., Pawlak, F., & Sinacka, J. (2023). Recent Achievements in Research on Thermal Comfort and Ventilation in the Aspect of Providing People with Appropriate Conditions in Different Types of Buildings—Semi-Systematic Review. *Energies*, 16(17), 6254. <https://doi.org/10.3390/en16176254>
- Razjouyan, J., Lee, H., Gilligan, B., Lindberg, C., Nguyen, H., Canada, K., Burton, A., Sharafkhaneh, A., Srinivasan, K., Currim, F., Ram, S., Mehl, M. R., Goebel, N., Lunden, M., Bhangar, S., Heerwagen, J., Kampschroer, K., Sternberg, E. M., & Najafi, B. (2020). Wellbuilt for wellbeing: Controlling relative humidity in the workplace matters for our health. *Indoor Air*, 30(1), 167–179. <https://doi.org/10.1111/ina.12618>
- Silva, C. R. P. (2022). Qualidade do Ar Interior: uma revisão sistemática da literatura de estabelecimentos escolares e de ensino [Escola Superior de Saúde]. In *P. Porto*. <http://hdl.handle.net/10400.22/21720>
- Wargocki, P., Wyon, D. P., Baik, Y. K., Clausen, G., & Fanger, P. O. (1999). Perceived Air Quality, Sick Building Syndrome (SBS) Symptoms and Productivity in an Office with Two Different Pollution Loads. *INDOOR AIR*, 9, 165–179.
- Yang, B., Melikov, A. K., Kabanshi, A., Zhang, C., Bauman, F. S., Cao, G., Awbi, H., Wigö, H., Niu, J., Cheong, K. W. D., Tham, K. W., Sandberg, M., Nielsen, P. V., Kosonen, R., Yao, R., Kato, S., Sekhar, S. C., Schiavon, S., Karimipanah, T., ... Lin, Z. (2019). A review of advanced air distribution methods - theory, practice, limitations and solutions. *Energy and Buildings*, 202. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109359>

