

JUVENALDO EDI CHICRA PASTOLA

**UTILIZAÇÃO DE JATOS CONFLUENTES VERTICAIS DE IMPACTO EM
SISTEMAS AVAC**



UNIVERSIDADE DO ALGARVE

Instituto Superior de Engenharia - ISE

2019

JUVENALDO EDI CHICRA PASTOLA

**UTILIZAÇÃO DE JATOS CONFLUENTES VERTICAIS DE IMPACTO EM
SISTEMAS AVAC**

Mestrado em Engenharia Mecânica:

Energia, Climatização e Refrigeração

Trabalho efetuado sob a orientação de:

Prof. Doutor Eusébio Zeferino Encarnação da Conceição



UNIVERSIDADE DO ALGARVE

Instituto Superior de Engenharia - ISE

2019

Utilização de jatos confluentes verticais de impacto em sistemas AVAC

Declaração de Autoria do trabalho

Declaro ser o autor deste trabalho, que é original e inédito

Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluídas.

Juvenaldo Edi Chicra Pastola

Copyright © Juvenaldo Edi Chicra Pastola, 2019

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

Nesta fase final desta longa caminhada quero endereçar os meus sinceros agradecimentos a todos que direta ou indiretamente tornaram possível a elaboração deste trabalho e aqueles que serviram de inspiração, motivação e suporte durante o curso.

Desta forma meus sinceros agradecimentos ao professor Doutor Eusébio Zeferino Encarnação da Conceição, também meu orientador pelo auxílio, orientação e transmissão de conhecimentos que permitiram perceber o tema em questão e elaboração do presente trabalho de projeto.

Aos colaboradores da universidade de algarve que trabalharam comigo desde os trabalhos iniciais até finais meu muito obrigado.

Os meus agradecimentos são estendidos a minha noiva e a minha família no geral que apesar de distante procuram sempre me transmitir o carinho, persistência e amor para que pudesse com ânimo superar e contornar todas as dificuldades durante esta fase académica.

Sendo este trabalho desenvolvido no âmbito de um projeto financiado pelo Programa Operacional Regional do Algarve (CRESC Algarve 2020), ao abrigo do Acordo de Parceria Portugal 2020, através do Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FEDER), e à Fundação Nacional de Ciência e Tecnologia (FCT), endereço os meus sinceros agradecimentos.

Resumo

O presente projeto de investigação numérica e experimental foi desenvolvido no sentido de avaliar a utilização de jatos confluentes verticais de impacto nos sistemas AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar condicionado). A parte da investigação numérica foi feita através de modelos numéricos de simulação e a parte investigação experimental foi feita através de ensaios experimentais numa câmara experimental sem ocupação equipada com um sistema de jatos confluentes verticais de impacto.

Na investigação experimental foram feitos ensaios de medição de velocidades do ar a jusante da saída do jato e ao nível do chão. A velocidade do ar obtida experimentalmente a jusante da saída do jato foi usada como dado de entrada na simulação numérica e os resultados experimentais de velocidade do ar obtidas ao nível do chão do foram usados para comparar com o modelo numérico usado nas simulações. Foram também feitos ensaios de visualização do comportamento do escoamento na câmara através da técnica de injeção de fumo e visualização com recurso a emissão laser.

Na investigação numérica foram usados modelos numéricos de simulação que permitem calcular as variáveis de conforto térmico, qualidade de ar interior, consumo de energia e índice de distribuição de ar. A investigação numérica foi feita numa câmara virtual com características geométricas idênticas da câmara experimental, ocupada com quatro manequins, uma mesa e quatro cadeiras. As temperaturas do ar interiores e exterior usadas na simulação foram de 20 °C e 10 °C para inverno e 25 °C e 30 °C para verão, respetivamente. A velocidade do ar na saída do jato foi de 8,41 m/s.

Os resultados mostraram que o conforto térmico é melhor no inverno do que no verão e a qualidade de ar interior é melhor no verão do que no inverno, mas para ambas situações inverno e verão são valores aceitáveis. O consumo energia é melhor no verão do que no inverno. O índice de distribuição de ar é melhor na situação de inverno do que na situação de verão. Os resultados experimentais e numéricos de velocidade do ar usados para comparar os modelos numéricos mostraram uma boa concordância. De modo geral os resultados de simulação numérica mostraram a viabilidade de utilização do sistema de jatos confluentes verticais de impacto nos sistemas AVAC.

Palavras-chave: jatos, jatos de impacto, sistemas de ventilação, conforto térmico, qualidade de ar interior.

Abstract

This numerical and experimental research project was developed to evaluate the use of vertical confluent impinging jets in HVAC systems (Heating, Ventilation and Air Conditioning). The part of the numerical investigation was done through numerical simulation models and the experimental investigation part was done through experimental tests in an experimental chamber without occupation equipped with a system of confluent vertical impinging jets.

In the experimental investigation, air velocity measurement tests were carried out downstream of the jet outlet and at ground level. The air velocity obtained experimentally downstream of the jet outlet was used as input data in the numerical simulation and the experimental air velocity results obtained at ground level were used to compare with the numerical model used in the simulations. Visualization tests of the flow behavior in the chamber were also made through the technique of smoke injection and visualization using laser emission.

In the numerical investigation numerical simulation models were used to calculate the variables of thermal comfort, indoor air quality, energy consumption and air distribution index. The numerical investigation was done in a virtual chamber with identical geometric characteristics of the experimental chamber, occupied with four mannequins, a table and four chairs. The indoor and outdoor air temperatures used in the simulation were 20 ° C and 10 ° C for winter and 25 ° C and 30 ° C for summer, respectively. The air velocity at the jet outlet was 8.41 m / s.

The results showed that thermal comfort is better in winter than in summer and indoor air quality is better in summer than in winter, but for both winter and summer situations are acceptable values. Energy consumption is better in summer than in winter. The air distribution index is better in the winter situation than in the summer situation. The experimental and numerical air velocity results used to compare the numerical models showed good agreement. In general, numerical simulation results showed the feasibility of using the vertical confluence jets system in HVAC systems.

Keywords: jets, impact jets, ventilation systems, thermal comfort, indoor air quality.

Índice

| | |
|---|------|
| Agradecimentos..... | iii |
| Resumo..... | iv |
| Abstract | v |
| Índice de figuras | ix |
| Índice de tabelas | xii |
| Lista de símbolos e abreviaturas | xiii |
| 1 Introdução..... | 1 |
| 2 Enquadramento do tema..... | 3 |
| 3 Objetivos | 4 |
| 4 Revisão Bibliográfica..... | 5 |
| 4.1 Sistema de AVAC | 5 |
| 4.2 Sistemas de Ventilação..... | 6 |
| 4.3 Sistemas de ventilação com jatos confluentes verticais de impacto..... | 8 |
| 4.3.1 Perfil de escoamento do jato impacto | 9 |
| 4.3.2 Comportamento do escoamento do jato de impacto no espaço | 10 |
| 4.3.3 Desempenho do sistema de jatos confluentes verticais de impacto..... | 10 |
| 4.4 Conforto térmico..... | 12 |
| 4.5 Desconforto térmico local | 16 |
| 4.6 Qualidade de ar..... | 19 |
| 5 Modelos Numéricos | 20 |
| 5.1 Modelo numérico de simulação de escoamento tridimensional..... | 20 |
| 5.2 Modelo numérico de simulação de resposta térmica do corpo humano..... | 22 |
| 5.3 Modelo numérico de simulação do comportamento térmico de edifícios..... | 22 |
| 5.4 Modelo ADI..... | 23 |
| 6 Características gerais do sistema AVAC de jatos confluentes..... | 26 |
| 7 Estudo comparativo numérico-experimental | 29 |

| | | |
|---------|---|----|
| 7.1 | Metodologia experimental | 29 |
| 7.1.1 | Perfil da velocidade do ar a jusante da saída dos jatos confluentes | 31 |
| 7.1.2 | Campo de velocidades na zona de impacto dos jatos no chão | 32 |
| 7.2 | Metodologia numérica | 33 |
| 7.2.1 | Simulação numérica do escoamento de sistemas multijactos | 33 |
| 7.2.2 | Simulação numérica de escoamentos tridimensional | 34 |
| 7.3 | Análise e discussão dos resultados | 34 |
| 7.3.1 | Perfil da velocidade do ar a jusante da saída dos jatos confluentes | 35 |
| 7.3.2 | Campo de velocidades na zona de impacto dos jatos no chão | 36 |
| 8 | Testes experimentais | 39 |
| 8.1 | Ensaios para a determinação do diâmetro da conduta | 39 |
| 8.1.1 | Metodologia experimental | 39 |
| 8.1.2 | Análise e discussão dos resultados | 41 |
| 8.2 | Visualização do comportamento do escoamento do ar na câmara | 42 |
| 8.2.1 | Metodologia experimental | 43 |
| 8.2.2 | Análise e discussão dos resultados | 44 |
| 9 | Simulação numérica | 50 |
| 9.1 | Metodologia numérica | 50 |
| 9.2 | Análise e Discussão de resultados | 52 |
| 9.2.1 | Temperaturas das superfícies envolventes | 52 |
| 9.2.2 | Campos das variáveis ambientais | 53 |
| 9.2.2.1 | Velocidades de ar | 54 |
| 9.2.2.2 | Temperatura do ar | 57 |
| 9.2.2.3 | Concentração de dióxido de carbono | 60 |
| 9.2.3 | Distribuição das variáveis ambientais em torno dos ocupantes | 64 |
| 9.2.3.1 | Velocidade do ar em torno dos ocupantes | 65 |
| 9.2.3.2 | Temperatura do ar em torno dos ocupantes | 66 |

| | | |
|---------|--|----|
| 9.2.3.3 | Temperatura da pele dos ocupantes | 68 |
| 9.2.4 | Risco de resfriamento em torno dos ocupantes | 69 |
| 9.2.5 | Índice de distribuição do ar – ADI | 71 |
| 9.2.6 | Potência consumida..... | 75 |
| 10 | Conclusão | 77 |
| 11 | Referências Bibliográficas | 79 |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1. Gráfico que permite estimar PPD em função de PMV. Fonte: ASHRAE [32]..... | 15 |
| Figura 2. Sistema de condutas verticais, horizontais e de transporte (a azul), ventiladores (a cinza), sistema de exaustão (a cinza com duas riscas vermelhas) e sistema elétrico de alimentação (a creme). | 26 |
| Figura 3. Câmara experimental com esquema de circulação de ar. | 27 |
| Figura 4. Sistema elétrico: a) esquema de ligações; b) sistema de controlo dos ventiladores e do exaustor. | 28 |
| Figura 5. Perspetiva geral da câmara experimental, das condutas, do sistema AVAC, da extração, dos ventiladores e do sistema elétrico de alimentação. | 29 |
| Figura 6. Câmara experimental utilizada na investigação experimental..... | 30 |
| Figura 7. Ilustração do sistema de aquisição de dados, (a) aparelho de aquisição de dados usado para medição de velocidades na câmara de marca BABUC/A, (b) anemómetro de fio quente e (c) sistema de atravessamento. | 31 |
| Figura 8. (a) Localização da grelha (linhas a vermelho) com os pontos de medição das velocidades de ar dos jatos confluentes no interior da câmara e (b) vista representativa da grelha de medição..... | 32 |
| Figura 9. (a) Localização da grelha (linhas a azul) com os pontos de medição das velocidades de ar na zona de impacto dos jatos confluentes com o chão e (b) vista representativa da grelha de medição..... | 33 |
| Figura 10. Plano utilizado na simulação numérica localizado a 1,8 m na direção Y..... | 34 |
| Figura 11. Comparação entre os valores obtidos numericamente e experimentalmente do perfil de velocidade do ar a jusante da saída dos jatos confluentes verticais de impacto..... | 36 |
| Figura 12. Campo de velocidades no plano Y=1,8 m: (a) valores obtidos numericamente em todo o plano; (b) valores obtidos numericamente na grelha definida por $0,03 \leq x \leq 1,17$ m e $0,07 \leq z \leq 0,57$ m; c) valores obtidos experimentalmente na grelha definida por $0,03 \leq x \leq 1,17$ m e $0,07 \leq z \leq 0,57$ m. | 38 |
| Figura 13. Aparelhos de medição. (a) Anemómetro de fio quente APM 360 e (b) Termo-higrómetro digital. | 39 |
| Figura 14. Montagem experimental utilizada nos ensaios experimentais das condutas horizontais de insuflação de diâmetro: a) 125 mm; b) 50 mm; c) 30 mm; d) 25 mm..... | 40 |
| Figura 15. Configuração do tubo usado na camara experimental. | 41 |
| Figura 16. Velocidade na saída dos orifícios para diferentes diâmetros da conduta e para as velocidades mínima (V_{min}) e máxima (V_{max}) do ventilador..... | 42 |

| | |
|---|----|
| Figura 17. (a) Equipamento laser e (b) máquina de fumo..... | 43 |
| Figura 18. Localização da emissão dos feixes de laser e dos planos nos ensaios de visualização dos jatos confluentes verticais..... | 43 |
| Figura 19. (a) Plano de visualização A e (b) Imagem de visualização de perfil de escoamento de ar na câmara no plano A..... | 45 |
| Figura 20. (a) Plano de visualização B e (b) Imagem de visualização de perfil de escoamento de ar na câmara no plano B..... | 47 |
| Figura 21. (a) Plano de visualização C e (b) Imagem de visualização de perfil de escoamento de ar na câmara no plano C..... | 49 |
| Figura 22. Câmara virtual utilizada no modelo numérico..... | 51 |
| Figura 23. Planos utilizados na simulação numérica: a) vertical na direção X; b) vertical na direção Y; c) vertical na direção Y..... | 52 |
| Figura 24. (a) Campo de velocidade do ar calculado numericamente no plano X24 (X=1,20 m) com velocidade de entrada de 1,21 m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão..... | 55 |
| Figura 25. (a) Campo de velocidade do ar calculado numericamente no plano Y14 (Y=0,7 m) com velocidade de entrada de 1,21 m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão..... | 56 |
| Figura 26. (a) Campo de velocidade do ar calculado numericamente no plano Y27 (Y=1,35 m) com velocidade de entrada de 1,21 m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão..... | 57 |
| Figura 27. (a) Campo de temperatura do ar calculado numericamente no plano X24 (X=1,20 m) com velocidade de entrada de 1,21 m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão. | 58 |
| Figura 28. (a) Campo de temperatura do ar calculado numericamente no plano Y14 (Y= 0,7 m) com velocidade de entrada de 1,21 m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão..... | 59 |
| Figura 29. (a) Campo de temperatura do ar calculado numericamente no plano Y27 (Y=1,35 m) com velocidade de entrada de 1,21 m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão. | 60 |
| Figura 30. (a) Campo de concentração de dióxido de carbono na zona de respiração das pessoas calculado numericamente no plano X24 (X=1,20 m), considerando 500 mg/m ³ de CO ₂ na entrada, (b) para inverno e (c) para verão. | 62 |
| Figura 31. (a) Campo de concentração de dióxido de carbono na zona de respiração das pessoas calculado numericamente no plano Y14 (Y= 0,7 m), considerando 500 mg/m ³ de CO ₂ na entrada, (b) para inverno e (c) para verão. | 63 |
| Figura 32. (a) Campo de concentração de dióxido de carbono na zona de respiração das pessoas calculado numericamente no plano Y27 (Y=1,35 m), considerando 500 mg/m ³ de CO ₂ na entrada, (b) para inverno e (c) para verão. | 64 |

| | |
|--|----|
| Figura 33. Distribuição da velocidade do ar (Var) em torno dos ocupantes para as condições de (a) inverno e (b) verão..... | 66 |
| Figura 34. Gráficos de distribuição de temperatura ar em torno dos ocupantes. (a) para o inverno e (b) para o verão..... | 67 |
| Figura 35. Gráficos de distribuição Temperatura da pele em torno dos ocupantes. (a) para inverno e (b) para verão | 69 |
| Figura 36. Gráficos de distribuição de risco de resfriamento em torno dos ocupantes. (a) para inverno e (b) para verão | 70 |

Índice de tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 1. Escala de sensação térmica da ASHRAE. Fonte: adaptado de ASHRAE Handbook 2001 [32] | 14 |
| Tabela 2. Categorias de ambientes térmicos. Fonte: adaptado da norma ISO 7730 [31] | 16 |
| Tabela 3. Valores recomendados de níveis de concentração de dióxido de carbono pelas normas internacionais e portuguesa. | 20 |
| Tabela 4. Características das condutas horizontais de insuflação usadas para os ensaios experimentais. | 41 |
| Tabela 5. Dimensões dos planos de visualização de perfil de escoamento de ar..... | 44 |
| Tabela 6. Temperaturas das superfícies envolventes da câmara para o inverno e para o verão. | 53 |
| Tabela 7. ADI para cada ocupante da câmara para a situação de inverno | 72 |
| Tabela 8. ADI para cada ocupante da câmara para a situação de verão | 73 |
| Tabela 9. Valores médios de ADI segundo a posição dos ocupantes na câmara..... | 75 |
| Tabela 10. Potência consumida para aquecimento (inverno) e arrefecimento (verão). | 76 |

Lista de símbolos e abreviaturas

| | |
|---------------|--|
| AVAC | Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado |
| PMV | Votação Média Previsível (do inglês Predicted Mean Vote) |
| PPD | Porcentagem de pessoas termicamente insatisfeitas (do inglês Predicted Percentage of dissatisfied) |
| PD | Porcentagem de pessoas insatisfeitas devido a qualidade de ar (do inglês Percentage of Dissatisfied) |
| DR | Risco de resfriamento (do inglês Draught Risk) |
| ADI | Índice de distribuição de ar (do inglês Air Distribution Index) |
| ASHRAE | American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| EER | Índice de eficiência energética (do inglês Energy Efficiency Ratio) |
| COP | Coefficiente de desempenho (do inglês Coefficient of Performance) |

1 Introdução

A ventilação de edifícios é de extrema importância, sejam elas habitacionais, comerciais ou indústrias para garantir um bem-estar dos ocupantes, mantendo níveis aceitáveis de oxigênio no ar no espaço.

Os ocupantes em qualquer espaço encontram-se basicamente diante de dois riscos eminentes, nomeadamente, risco de qualidade de ar interior (devido a fontes poluentes no espaço e número de ocupantes) e risco de conforto térmico (devido às condições ambientais do espaço, nomeadamente, velocidade do ar, temperatura do ar, humidade relativa do ar e temperatura média radiante).

Na Europa Central e do Norte a ventilação era usada principalmente para remover o fumo produzido pelas lareiras, em vez de fornecer ar fresco para respirar [1]. Nos séculos 18 e 19 a ventilação de habitações particularmente pequenas tornou-se um problema social na Europa, conseqüentemente, académicos e profissionais de sistemas de AVAC começaram a avaliar a necessidade de fornecer ar fresco aos edifícios de forma eficiente [1].

Inúmeros estudos mostraram a importância da qualidade de ar interior e caudais volúmicos de ventilação adequados em edifícios públicos para colmatar problemas relacionados com a qualidade de ar interior, habilidades cognitivas, desempenho académico, produtividade profissional e económica [2] e [3].

Associado à qualidade de ar interior existe um aspeto a ter em conta entre este e o desempenho energético dos edifícios que está relacionado com o fato dos edifícios modernos serem construídos com envolventes que minimizam as perdas de calor e melhoram o conforto térmico, no entanto por vezes cria um efeito adverso de baixar a qualidade de ar interior [4]. Este aspeto faz com que haja necessidade de aumentar o caudal volúmico de renovação de ar destes edifícios para melhorar a qualidade de ar interior, só que este processo aumenta substancialmente o consumo de energia dos sistemas AVAC.

O estudo de novas tecnologias de climatização de espaços dando ênfase em zonas específicas (por exemplo: em torno das carteiras de escolas/escritórios, camas de hospitais, etc), tornou-se uma prática comum em estudo para os edifícios, como forma de minimizar o consumo energético destes, sem prejudicar a qualidade do ar e conforto térmico dos espaços. Segundo Awbi [1] estudosos de qualidade de ar interior, conforto térmico e energias têm tido seminários

que visam criar e divulgar novas tecnologias de uso racional da energia, sem prejudicar a saúde e bem-estar dos ocupantes de um espaço climatizado.

O estudo de jatos confluentes verticais de impacto (amplamente designado por *impinging jet ventilation*) é uma abordagem relativamente nova, comparada com estudos feitos da utilização de jatos confluentes horizontais [5]. Este novo método de distribuição de ar foi desenvolvido na Suécia, na cidade de Gävle [6]. O sistema de ventilação com jatos confluentes verticais de impacto foi proposto no anos 90 por Karimipannah e Awbi [6] e foi estudado por Chen et al. [6]. Este método baseia-se no princípio de insuflação de jatos de ar com grande quantidade de movimento para baixo (no pavimento), para uso em ambientes de escritório e instalações industriais [6].

Este projeto de investigação numérica e experimental pretende avaliar a viabilidade de utilização de sistemas de jatos verticais de impacto (do inglês *impinging jet ventilation system*) nos sistemas de AVAC, por meio de trabalhos de carácter experimental e numérico.

2 Enquadramento do tema

Segundo Awbi [1] a ventilação dos espaços com ocupantes é fundamentada pela necessidade de respiração adequada e remoção de poluentes produzidos dentro dos espaços, como é o caso de biofluentes corporais, dióxido de carbono, fumo de tabaco, compostos orgânicos voláteis (COVs), ozônio, partículas em suspensão, vapor de água, sem se esquecer de garantir o conforto térmico.

Um jato confluyente é um conjunto de jatos livres insuflados de diferentes orifícios no mesmo plano e fluindo em uma direção paralela na qual, após uma certa distância a jusante, movem como um único jato. Existem várias aplicações práticas dos jatos confluyentes, como por exemplo em dispositivos de insuflação de ar em sistemas de ventilação, queimadores de combustão, mistura de fluidos, difusores de águas residuais de várias portas e arrefecimento de dispositivos.

A ventilação com jatos confluyentes de impacto é uma técnica de ventilação personalizada de espaços equipados com sistemas AVAC, onde o ar é insuflado em regiões específicas do espaço, de modo a aumentar a distribuição de ar, a qualidade de ar interior, o conforto térmico e reduzir o consumo de energia (elétrica, combustível, etc), que os sistemas convencionais despendem. Segundo Lampret et al. [7] nos países desenvolvidos a população gasta cerca de 80 a 90% do seu tempo no interior do edifício. Portanto, é imperativo que os sistemas de AVAC nos edifícios sejam projetados para melhorar a qualidade de ar interior e o conforto térmico dos ocupantes.

Este tema de projeto enquadra-se na necessidade de descobrir melhores formas (tecnologias) de garantir a qualidade de ar interior, conforto térmico e redução de consumo de energia nos sistemas de AVAC. Segundo Andersson [8] os edifícios geram cerca de um terço dos gases com efeito de estufa, utilizam cerca de 40% da energia mundial e consomem 57% de toda a eletricidade. Nos países desenvolvidos os sistemas AVAC são responsáveis por cerca de 50% do consumo de energia dos edifícios e entre 10 e 20% do consumo total de energia de uma nação [8].

3 Objetivos

O presente projeto de investigação numérico e experimental apresenta objetivos gerais e específicos:

- **Objetivos gerais**
 - i. Avaliar numericamente os parâmetros de conforto térmico (como velocidade do ar, temperatura do ar, temperatura média radiante, humidade relativa, PMV e PPD) e qualidade de ar interior com a utilização da ventilação de jatos confluentes verticais de impacto;
 - ii. Analisar experimentalmente os parâmetros físicos, nomeadamente velocidade do ar que serve como dado de entrada no modelo numérico; e
 - iii. Avaliar o índice de distribuição de ar (ADI) e consumo de energia para as situações de inverno e de verão.

- **Objetivos específicos**
 - i. Simular numericamente o escoamento tridimensional no espaço ocupado por quatro manequins (ocupantes), quatro cadeiras, uma mesa e um sistema de extrator de ar para a situação de inverno e verão;
 - ii. Avaliar o nível de conforto térmico (velocidade do ar, temperatura do ar e de pele) e desconforto termo local (risco de resfriamento) e qualidade de ar interior na câmara (concentração de dióxido de carbono);
 - iii. Fazer ensaios experimentais de medição de velocidades de ar e visualização de escoamento de ar na câmara;
 - iv. Caracterizar o comportamento de escoamento dos jatos de impacto no espaço;
 - v. Comparar os resultados de velocidade do ar experimentais com os resultados numéricos;
 - vi. Avaliar o índice de distribuição de ar (ADI) e consumo de energia; e
 - vii. Analisar e discutir os resultados.

4 Revisão Bibliográfica

Nesta secção são apresentados estudos desenvolvidos na área da ventilação relacionados com os sistemas de jatos confluentes verticais de impacto e conceitos de interesse neste trabalho relacionados com a ventilação de edifícios, nomeadamente, conforto térmico, qualidade de ar interior, risco de resfriamento e outros.

4.1 Sistema de AVAC

Os sistemas de AVAC permitem condicionar o ar, transportá-lo e introduzi-lo num determinado espaço. Os sistemas AVAC permitem fazer o aquecimento e o arrefecimento dos espaços a partir de sua planta central ou de unidades terminais [9]. Os sistemas AVAC controlam e mantêm os seguintes parâmetros [9]:

- Temperatura do ar;
- Humidade de ar;
- Distribuição e tratamento do ar interior; e
- Nível de som e a pressão diferencial.

O termo AVAC, como referido, é uma abreviação de Aquecimento, Ventilação e Ar condicionado. A combinação de processos neste termo comumente adotado é equivalente à definição atual de condicionamento de ar. Porém como todos esses processos de componentes individuais foram desenvolvidos antes do conceito mais completo de condicionamento de ar, o termo AVAC é frequentemente usado pela indústria [9].

Um sistema de AVAC é composto de componentes e equipamentos dispostos em sequência para condicionar o ar, transportá-lo para o espaço e controlar os parâmetros ambientais internos de um espaço específico dentro dos limites requeridos. A maioria dos sistemas de AVAC executam as seguintes funções [9]:

- a) Fornecer a energia de refrigeração e aquecimento necessária;
- b) Fazer o tratamento do ar, ou seja, aquecer ou arrefecer, humidificar ou desumidificar, tratar o ar, purificar e atenuar qualquer ruído audível produzido pelo equipamento AVAC;
- c) Distribuir o ar condicionado contendo ar suficiente para o espaço condicionado;
- d) Controlar e manter os parâmetros ambientais internos, como temperatura, humidade, limpeza, distribuição de ar, nível de som e diferencial de pressão entre o espaço condicionado e o ambiente dentro de limites recomendados.

Segundo Wang [9] parâmetros como tamanho e ocupação do espaço condicionado, parâmetros ambientais internos a serem controlados, a qualidade e a eficácia do controle e o custo envolvido determinam os vários tipos e arranjos de componentes usados para fornecer características apropriadas. Os sistemas de AVAC podem ser classificados de acordo com as suas aplicações em:

1. Sistemas de AVAC de conforto projetados para proporcionam aos ocupantes um ambiente interno confortável e saudável para realizar suas atividades [9] e
2. Sistemas de AVAC de processo são projetados para fornecer o controle ambiental interno necessário para a fabricação, armazenamento de produtos ou outros processos de pesquisa e desenvolvimento [9].

Devido a crise energética dos anos 70, nas últimas décadas foram feitos estudos no campo do ambiente interno para encontrar um equilíbrio entre a distribuição de ar, qualidade de ar interior, conforto térmico e eficiência energética [10]. No entanto, quando os edifícios são construídos cada vez mais herméticos, surgem problemas de qualidade de ar interior, por exemplo, a síndrome do edifício doente e a consequente perda de produtividade.

As queixas sobre a qualidade de ar interior aumentaram nos últimos anos e o custo dos problemas do ar interior para a sociedade também aumentou. Por exemplo, estimou-se que as epidemias de gripe sazonal causam infecção em 5 a 15% da população na Finlândia a cada ano e estima-se que a perda de produtividade causada pela deterioração do clima interno seja de cerca de 2,7 bilhões de euros por ano na Finlândia [10].

4.2 Sistemas de Ventilação

Segundo a norma ASHRAE 62-2004 [4] a ventilação é o processo de insuflação de ar ou de extração de ar de forma natural ou mecânica de um espaço com a finalidade de controlar os níveis de contaminantes no ar, humidade e temperatura dentro do espaço.

Os principais tipos de métodos de ventilação geralmente usados para ventilação de salas, cujo alguns deles são clássicos e outros menos comuns, são:

- **Ventilação de mistura (do inglês *Mixing Ventilation*)**

O princípio por trás de um sistema de ventilação de mistura consiste em misturar ar fresco com ar ambiente contaminado para fornecer um ar novo e diminuir as concentrações de contaminantes [2]. Um jato de ar é normalmente fornecido nas partes superiores da sala ou

espaço (teto ou parede na parte superior) em alta velocidade (tipicamente, velocidade do ar maior do que $2,0 \text{ m/s}$) para fornecer circulação de ar ao redor da sala. Com um sistema adequadamente projetado, a temperatura resultante e a concentração de contaminantes na zona ocupada devem ser bastante uniformes. Entretanto, este sistema tem menor eficiência de ventilação quando comparada a outros sistemas de distribuição de ar [2].

- **Ventilação de impulso (do inglês *Displacement Ventilation*)**

Um sistema de ventilação de impulso é baseado no princípio de deslocar o ar ambiente contaminado com ar fresco do exterior [2] e [10]. Normalmente o ar frio é fornecido em baixa velocidade (tipicamente, velocidade do ar menor do que $0,5 \text{ m/s}$) no piso ou próximo dele, para criar um movimento de ar ascendente (plumas térmicas) à medida que ele é aquecido por fontes de calor na sala [2]. Isso normalmente criará gradientes verticais de velocidade do ar, temperatura e concentração de contaminantes [2]. A diferença depende do tipo de unidade terminal de ar que é usado para insuflação ar e a distribuição das fontes de calor [10].

Este é geralmente um sistema de distribuição de ar mais eficiente em termos de energia, pois requer menor potência de ventilação e tem maior eficácia na ventilação do que a ventilação de mistura. No entanto, tem limitações como, apresenta baixas distâncias de penetração e baixa capacidade de refrigeração (menos do que 40 W/m^2 de área útil) e não é adequada para aquecimento [2].

- **Ventilação híbrida**

Um sistema de ventilação híbrida combina as características dos sistemas de ventilação de mistura e de impulso para superar as deficiências do sistema de ventilação de impulso. Alguns desses sistemas foram recentemente desenvolvidos, como sistema de ventilação com jatos confluentes verticais de impacto e o sistema de ventilação com jatos confluentes horizontais [2] e [22].

O sistema ventilação com jatos confluentes verticais de impacto consiste em um tubo vertical que fornece ar em direção ao chão, que depois se espalha sobre a área do piso como um jato fino [2]. No sistema ventilação com jatos confluentes horizontais, um número de jatos insuflados a partir de fendas estreitas ou aberturas circulares nas mesmas direções de escoamento que se fundem a uma curta distância a jusante para formar um único jato normalmente próximo a uma superfície da sala, como uma parede ou piso [2].

Os sistemas de ventilação híbrida utilizam tanto o sistema de ventilação mecânica que consiste em insuflar ar fresco no espaço a ventilar por meio de dispositivos mecânicos tais como ventiladores e extratores, e a ventilação natural que utiliza fontes renováveis para insuflação do ar fresco no espaço, nomeadamente, a força do vento, as diferenças de pressão ou forças de impulsão [11].

Turner e Awbi [11] referem que nos sistemas de ventilação híbrida, a ventilação mecânica pode ser usado em simultâneo com a ventilação natural ou de forma separada em diferentes períodos do dia. A ventilação híbrida permite a redução do consumo de energia na medida que permite regular a ventilação mecânica para diferentes situações ao longo das estações do ano [11].

4.3 Sistemas de ventilação com jatos confluentes verticais de impacto

Segundo Karimipannah et al. [12] este método de distribuição de ar foi desenvolvido na Suécia. Este método baseia-se no princípio de insuflação de jato de ar com grande quantidade de movimento na direção descendente, a medida que o jato colide no chão, ele espalha-se por uma grande área fazendo com que a velocidade do ar reduza, mas ainda tenha uma força suficiente para alcançar longas distâncias [12] e [13]. Este método tem as vantagens dos sistemas de ventilação de mistura e impulso sem desvantagens conhecidas [12]. A ventilação com jato de impacto tem um impulso mais baixo do que a mistura e um impulso mais alto do que a ventilação com impulso na parede [12].

Devido ao potencial para melhorar a qualidade de ar interior e a conservação de energia dos sistemas de jatos de impacto, comparativamente aos sistemas de ventilação de mistura (do inglês *Mixing Ventilation*) muitas investigações foram realizadas para otimizar o desempenho do jato de impacto em sistemas AVAC [14].

Segundo vários autores uma questão a ter em conta nos sistemas de jatos verticais de impacto está relacionada com o desconforto devido as correntes de ar (risco de resfriamento). Segundo Lampret [7] em ambientes internos ventilados e com ar condicionado, o movimento do ar afeta substancialmente a sensação térmica e o conforto dos ocupantes do ponto de vista do corpo inteiro e da sensação térmica local.

4.3.1 Perfil de escoamento do jato impacto

Segundo Awbi et al. [12] o jato de impacto é um caso de teste interessante devido às suas diferentes regiões de escoamento (nomeadamente, a região do núcleo potencial, a região do jato livre, a região de deformação ou de impacto e a região do jato de parede) [12].

Chen et al.[15] investigaram numericamente o perfil de escoamento de um jato de impacto isotérmico numa sala na *University of Gävle*, Suécia, com objetivo de estimar o perfil de escoamento dos jatos de impacto, tendo concluído que o perfil de escoamento do jato de impacto é caracterizado como a combinação de três regiões, nomeadamente: região de jato livre, região de impacto e região de jato de parede.

Loureiro et al. [16] estudaram os perfis de velocidade e temperatura do ar, tensão de corte da parede e coeficiente de transferência de calor de jatos de impacto turbulentos, onde verificaram que tanto as regiões de escoamento dos jatos de impacto descritas por Poreh et al. [17] e Pharel et al. [18] podem ser resumidas em três regiões propostas por Pharel et al. [18], desde que a zona de deflexão de Poreh et al. [17], seja vista como uma combinação da região de impacto não viscosa e da camada limite de impacto. Este estudo permitiu também que Loureiro et al. [16] concluíssem que a previsão dos mecanismos de transferência de calor de jatos de impacto é baseada em equações não-dimensionais escritas em termos dos números de *Nusselt*, *Prandtl* e *Reynolds*.

Yao et al. [19] fizeram uma pesquisa experimental para analisar o perfil de escoamento do jato de impacto isotérmico numa sala fechada. Este estudo foi desenvolvido para investigação de novas soluções tecnológicas para ventilação de espaços na situação de inverno e na situação de verão que substitua os sistemas de ventilação de mistura e de ventilação de impulso que têm sido amplamente usados apesar da sua pobre ventilação e eficiência energética [19]. Eles concluíram que o sistema de jato de impacto apresenta três regiões distintas, nomeadamente, região de jato livre, região de jato de impacto e região de jato de parede. Concluíram também que estes sistemas garantem resultados aceitáveis de conforto térmico e qualidade de ar.

Nos sistemas de jatos confluentes verticais de impacto verifica-se o efeito de Coandă na região de jato de parede que faz com que o jato adere a parede próxima do ponto de insuflação e desenvolva ao longo dela. Segundo Freire et al. [20] e Wu et al. [21] o efeito de Coandă é a tendência que um fluido, seja gasoso ou líquido em aderir uma superfície vertical ou inclinada próxima do seu ponto de insuflação. Este efeito torna-se vantajoso para os sistemas de jato

impacto porque evita a insuflação direta de ar nos ocupantes, reduzindo desta forma a ocorrência do desconforto localizado.

4.3.2 Comportamento do escoamento do jato de impacto no espaço

A maioria dos estudos existentes focam no desempenho de sistemas de ventilação jatos de impacto em cenários isotérmicos e de arrefecimento, poucos estudos foram feitos para avaliar o desempenho dos sistemas de ventilação jatos de impacto quando opera no modo de aquecimento [22].

Numa sala equipada com sistema de ventilação com jatos confluentes verticais de impacto, o escoamento de ar quente ou frio é impulsionado pela flutuação combinada e forças inerciais. Quando o ar frio (modo de arrefecimento) é insuflado do dispositivo terminal, o jato atinge o chão e depois se espalha pelo chão até atingir a parede oposta. Isso é semelhante ao jato de insuflação isotérmico [22]. Por outro lado, quando estes sistemas de ventilação operam no modo de aquecimento, o escoamento do jato de ar quente insuflado muda acentuadamente porque uma força de impulso é exercida na corrente de ar. O jato de ar quente sobe para o teto depois de espalhar uma distância limitada ao longo do chão [22].

Teoricamente, o sistema de jatos de impacto fornece um escoamento de ar de alto impulso a partir dos terminais perpendiculares ao chão a um nível apropriado e extrai o ar velho e poluído através de uma saída de ar próxima ao teto. O ar tratado sobe na forma de uma pluma térmica afetada pela força de impulsão, mistura-se com o ar interno e cria uma zona estratificada na sala [23] e [13].

Janbakhsh e Moshfegh investigaram experimentalmente [24] e numericamente [25] o sistema de ventilação baseado em jatos confluentes de parede na *University of Gävle*, Suécia com intuito de avaliar o desempenho dos dispositivos de distribuição e o perfil de escoamento de ar de jatos confluentes de parede, considerando condições isotérmicas e não isotérmicas da câmara de estudo. Eles concluíram que para ambas condições da câmara apresentam características similares de perfis de velocidade e temperatura do ar.

4.3.3 Desempenho do sistema de jatos confluentes verticais de impacto

Ye et al.[26] estudaram a distribuição de temperatura e consumo de energia em sistemas de ventilação de jato de impacto e de ventilação de mistura em salas de aquecimento com insuflação de ar frio intermitente como uma forma comparativa entre os dois sistemas, de modo a verificar qual dos dois garantia menor consumo energético, sem prejudicar o conforto térmico

dos ocupantes do espaço. Eles verificaram que a entrada de ar no espaço afeta a amplitude de temperatura do ar no espaço e diferença de temperatura vertical é menor para o sistema de ventilação com jatos de impacto do que o sistema de ventilação de mistura.

Ye et al. [13] fizeram um estudo comparativo do consumo de energia para aquecimento nos sistemas de ventilação de jatos de impacto e de mistura, com objetivo de verificar qual dos dois sistemas apresenta melhor eficiência energética no modo de aquecimento, onde concluíram que os sistemas de ventilação com jatos de impacto oferecem menor consumo de energia em relação os sistemas de ventilação de mistura.

Chen et al. [6] desenvolveram uma investigação computacional sobre os fatores que influenciam o conforto térmico e a estratificação de temperaturas para ventilação com jato de impacto num escritório na *University of Gävle*, em Gävle, na Suécia, onde concluíram que a forma do dispositivo de insuflação de ar, altura de descarga, caudal volúmico do ar de insuflado, temperatura do ar de insuflação e a carga térmica no espaço tem uma grande influência nos parâmetros de conforto térmico, nomeadamente o PMV (do inglês *Predicted Mean Vote*) e da qualidade do ar interior, nomeadamente o PD (do inglês *Percentage of Dissatisfied*).

Che et al. [27] investigaram o perfil de escoamento térmico dos sistemas de ventilação com jatos de impacto num escritório com diferentes cargas térmicas com o objetivo de verificar o perfil de escoamento de jato de parede ao longo do chão e a condição geral de conforto térmico resultante da ventilação com jato de impacto, que lhe permitiu concluir que os perfis de escoamento gerados são bastante complexos e as características variam essencialmente dependendo do valor da carga térmica externa na janela e do número de ocupantes.

Zuo et al. [28] realizaram um estudo experimental para a avaliar o risco de recirculação de partículas (partículas suspensas) em uma sala com ventilação de jato de impacto devido ao ar insuflado no espaço, que tem sido uma preocupação eminente da utilização desta tecnologia de ventilação de espaços. Eles observaram que este fenómeno tem influenciado significativamente no decréscimo do índice de qualidade de ar interior.

Koufi et al. [29] fizeram uma investigação numérica e análise da qualidade do ar interior em uma sala equipada com um sistema de ventilação com jatos confluentes verticais de impacto com intuito de verificar a eficiência de redução de dióxido de carbono na sala em condições de regimes de escoamento turbulento e transiente. Eles concluíram que o sistema de ventilação com jatos confluentes verticais de impacto garante uma homogeneidade na distribuição de concentração de dióxido de carbono e uma velocidade do ar menor que 0,25 m/s no espaço.

Kobayashi et al. [14] usando o modelo CFD simularam numericamente um espaço com o sistema de ventilação com jatos de impacto para verificar o nível e precisão da qualidade de ar interior do espaço, tendo concluído que os sistemas de jato de impacto é similar aos sistema de jatos de impulso (do inglês *Displacement Ventilation System*) no que diz respeito a estratificação térmica, no entanto o sistema de jatos de impacto apresenta melhores resultados na mistura de ar nas zonas mais baixas do espaço mesmo com forte influência de condições de insuflação de ar e carga térmica interna do espaço do que os sistemas de jatos de impulso.

4.4 Conforto térmico

Segundo as normas ASHRAE 55-2010 [30] e ISO 7730 [31] o conceito de conforto térmico é definido como sendo “o estado de espírito em que o individuo expressa satisfação em relação ao ambiente térmico”. Desta forma o conceito de conforto térmico reverte-se de uma grande subjetividade, dependendo de pessoa para pessoa, e estando associada a um conjunto de grandezas, que fisicamente caracterizam um ambiente (temperatura e humidade de ar no interior e concentração de poluentes).

Como antes se referiu, a questão do conforto térmico num espaço é dependente de alguns fatores ambientais (velocidade e temperatura do ar, temperatura média radiante e humidade relativa do ar) e pessoais (resistência térmica do vestuário e o nível de atividade física) que influenciam na sensação e conforto térmico [32]. A seguir são descritos alguns destes fatores:

- **Temperatura do ar interior**

A temperatura do ar interior “ T_{ar} ” é uma componente ponderado da temperatura de operação. Também afeta a perda de calor sensível e a pressão de vapor do ar interno durante o cálculo da perda por evaporação da superfície da pele [9].

- **Velocidade do ar**

A velocidade do ar “ V_{ar} ” é a taxa de movimento do ar em um ponto, sem levar em conta a direção. A velocidade do ar tem influência direta no conforto térmico, no desconforto térmico local devido ao risco de resfriamento e no transporte de poluentes no espaço [30].

- **Temperatura média radiante**

Temperatura radiante média “ T_{rad} ” é a componente ponderado da temperatura de operação de um espaço que afeta apenas a troca de calor por radiação. Ela afeta a perda de calor sensível do corpo humano através de formas radiativas [9].

- **Humidade relativa do ar**

A humidade relativa do ar é a razão entre a pressão parcial (ou massa específica) do vapor de água no ar e a pressão de saturação (ou massa específica) do vapor de água a mesma temperatura e a mesma pressão total [30]. O aumento da humidade relativa do ar no espaço provoca a condensação de vapor de água em superfícies frias, intensifica a emissão de produtos químicos dos materiais, estimula o crescimento de fungos, bolores e os outros microrganismos que provocam alergia e mau cheiro e afeta na transferência de calor latente [4] e [33]. Por outro lado, baixos valores de humidade relativa podem provocar efeitos de sensação de secura e irritação de membranas mucosas do nariz. A norma ASHRAE 55-2004 [4] recomenda que a humidade relativa do ar deve ser mantida entre 30 e 60 % para minimizar o crescimento de organismos alérgicos e patológicos.

- **Taxa metabólica**

A taxa metabólica “**M**” determina a magnitude da energia térmica que deve ser libertada do corpo humano. Expressa em *met*, sendo que $1\text{met} = 58,2\text{ W}/m^2$, isto para uma pessoa que se encontra sentada em repouso [30].

- **Resistência térmica do vestuário**

Isolamento da roupa ou resistência térmica do vestuário “**I_{cl}**” representa a resistência de transmissão de calor sensível em torno de todo o corpo, incluindo as partes descobertas do corpo, tais como, a cabeça e as mãos [30]. Expresso em unidades de **clo**, sabe-se que $1\text{clo} = 0,155\text{ m}^2\text{C}/W$ [30]. A norma ASHRAE 55-2010, a ASHRAE 2001 [32] e a ASHRAE 2009 [33] apresentam uma equação simplificada para estimar a resistência térmica do vestuário (ver equação (1)).

$$I_{cl} = \sum_i I_{cl,i} \quad (1)$$

Onde:

- I_{cl} representa o isolamento térmico de todo o conjunto de roupas;
- $I_{cl,i}$ representa a isolamento térmico de cada peça de vestuário (por exemplo, calções, camisa, casaco, etc).

Rohles e Nevins [32] estudaram outros fatores que podem ter efeito nas mudanças das condições térmicas e qualidade de ar interior dos espaços, como é o caso da não uniformidade do espaço, estímulo visual, idade e o clima exterior, cujo, estes são considerados como fatores secundários [32]. Estes estudos revelaram a existência de correlações entre o nível de conforto, temperaturas, humidade, sexo, e tempo de exposição.

Os vários estudos feitos em torno da sensação térmica dos ocupantes de um espaço, deram origem a conhecida *ASHRAE thermal sensation scale* (escala de sensação térmica da ASHRAE) ver Tabela 1 [32] e [33].

Tabela 1. Escala de sensação térmica da ASHRAE. Fonte: adaptado de ASHRAE Handbook 2001 [32]

| | |
|----|---------------------|
| +3 | Muito quente |
| +2 | Quente |
| +1 | Ligeiramente quente |
| 0 | Neutro |
| -1 | Ligeiramente frio |
| -2 | Frio |
| -3 | Muito frio |

A norma ASHRAE 55-2010 [30] especifica condições ou zonas de conforto, que mostram que cerca de 80% das pessoas sedentárias ou em atividades ligeiras atingem um ambiente termicamente aceitável.

O conforto térmico e a sensação térmica podem ser previstos de várias maneiras. Uma maneira é o uso dos procedimentos apresentados pela ASHRAE 2001, no capítulo 8 [32] e ajustar os níveis de roupas e atividades. Previsões mais numerosas e rigorosas são possíveis usando os modelos PMV (*Predicted Mean Vote*) e PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*). O índice PMV prevê a resposta média de um grande grupo de pessoas de acordo com a escala de sensação térmica da ASHRAE.

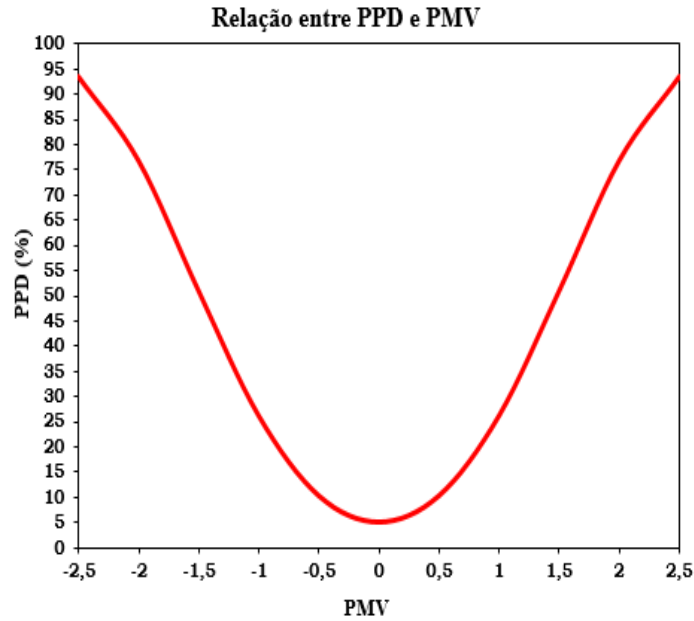


Figura 1. Gráfico que permite estimar PPD em função de PMV. Fonte: ASHRAE [32]

A Figura 1 permite estimar o PPD a partir de um valor de PMV conhecido.

Segundo ASHRAE 2001[32] Fanger relacionou o PMV ao desequilíbrio entre o escoamento de calor real do corpo em um determinado ambiente e o escoamento de calor necessário para o conforto ideal na atividade especificada pela seguinte equação (2):

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036M) + 0,028]L \quad (2)$$

Onde:

- L é a carga térmica no corpo, definida como a diferença entre a produção interna de calor e a perda de calor para o ambiente real.
- M representa nível de atividade metabólica (W/m^2)

A ASHRAE 2001 [32] e 2009 [33], respetivamente, referem que Fanger apresentou a equação (3) para estimar o PPD, a partir do valor de PMV conhecido.

$$PPD = 100 - 95\exp[-(0,03353PMV^4 + 0,2179PMV^2)] \quad (3)$$

A equação (3), mostra que mesmo que o $PMV = 0$, tem se cerca de 5% de pessoas termicamente insatisfeitas.

Segundo a norma ISO 7730-2013[31] o PPD pode ser apresentado em três categorias de ambiente térmico distintas, ver Tabela 2.

Tabela 2. Categorias de ambientes térmicos. Fonte: adaptado da norma ISO 7730 [31]

| Categorias | PPD (%) | DR (%) |
|-------------------|----------------|---------------|
| A | < 6 | < 10 |
| B | < 10 | < 20 |
| C | < 15 | < 30 |

O modelo PMV tem sido amplamente usado para o controlo de sistemas de AVAC para garantir o conforto térmico dos ocupantes e redução de consumo de energia associado aos sistemas de AVAC.

Muitos estudos foram feitos em torno da utilização do índice PMV para o controlo de sistemas de AVAC, alguns destes estudos foram feitos por Conceição et al. [34] e Conceição et al. [35], tendo verificado que o PMV pode garantir um controlo aceitável dos sistemas de AVAC.

4.5 Desconforto térmico local

O desconforto térmico local é o desconforto causado pela diferença de temperatura vertical entre os pés e a cabeça, pelo campo radiante assimétrico, pelo risco de resfriamento (do inglês *Draught Risk*) ou pelo contato com um piso quente ou frio [30].

A norma ASHRAE 55-2010 [30] refere que as pessoas são mais sensíveis ao desconforto térmico local quando todo o seu corpo esta mais frio do que neutro e são menos sensíveis quando o corpo inteiro da pessoa é mais quente do que o neutro.

Nesta secção são descritos os fatores supracitados que influenciam no desconforto térmico local, com mais ênfase no risco de resfriamento usado neste trabalho para avaliar o desconforto térmico local em torno dos ocupantes.

- **Diferença de temperatura vertical**

A estratificação térmica que resulta na temperatura do ar no nível da cabeça sendo mais quente do que no nível do tornozelo pode causar desconforto térmico [30]. A ASHRAE 2009 [33]

refere que no caso em que a temperatura do ar no nível da cabeça é menor do que no nível do tornozelo não será tão crítico para os ocupantes.

- **Assimetria de temperatura radiante**

O campo de radiação térmica ao redor do corpo pode não ser uniforme devido às superfícies quentes e frias e à luz direta do sol. A ASHRAE 2009 [33] refere que a existência de janelas grandes no inverno e a instalação inadequada de painéis solares no teto são as causas mais comuns do desconforto térmico local. A assimetria de temperatura radiante pode causar desconforto local e reduzir a conforto térmico do espaço. Em geral, as pessoas são mais sensíveis à radiação assimétrica causada por um teto aquecido do que o causado por superfícies verticais quentes e frias [30].

- **Chão radiante**

A ASHRAE 2009 [33] refere que devido ao contacto com um chão, os ocupantes de um espaço podem sentir se desconfortáveis termicamente devido a temperatura baixa ou alta do chão. A temperatura do chão afeta também a temperatura média radiante do espaço. A temperatura do chão é significativamente influenciada pelas características construtivas dos edifícios (isolamento térmico do chão).

- **Risco de Resfriamento**

O risco de resfriamento, definido como um resfriamento local indesejado do corpo humano causado pelo movimento do ar, representa uma das causas mais comuns de desconforto térmico em ambientes internos com ar condicionado. Este é um problema sério, não apenas em muitos edifícios ventilados, mas também em automóveis, comboios e aeronaves [36].

Como sabe-se a sensação térmica é consideravelmente afetada pela temperatura da pele e a sua variação. Ambos os fatores são influenciados pela velocidade do ar e pelas variações de temperatura do ar em redor do corpo, que causam flutuações da temperatura da pele e variações na transferência de calor por convecção.

Uma vez, que nos sistemas de jatos de impacto, o ar frio tem que ser distribuído diretamente na zona ocupada ou próximo, os ocupantes estão sujeitos a um potencial risco de desconforto térmico local, que pode ser traduzido em risco de resfriamento e excesso de estratificação de temperaturas [23].

Wang et al. [36] estudaram a influência de níveis de turbulência do ar na temperatura local do corpo e sua resposta subjetiva ao risco de resfriamento. Wang et al. [36] submeteram 18 pessoas (dentre elas 9 mulheres e 9 homens) a testes numa sala com diferentes níveis de intensidade de turbulência do ar e velocidades de ar durante 1h [36]. Tendo eles ainda concluído que a temperatura local da pele e o risco de resfriamento são afetadas pela velocidade do ar, temperatura do ar e pela intensidade da turbulência do ar. E verificaram também que a percentagem de insatisfeitos devido ao risco de resfriamento correlacionou-se positivamente com a queda da temperatura da pele [36].

Arghand et al. [37] e Chen et al. [27] apresentam a equação (4) que permite prever a percentagem de pessoas insatisfeitas devido a intensidade de corrente de ar em torno do corpo humano. Esta equação (4) é apresentada também na ASHRAE 2001 [32] e 2009 [33], respetivamente.

$$DR = (34 - t_{ar}) \times (V_{ar} - 0,05)^{0,62} \times (0,37V_{ar} \times Tu + 3,14) \quad (4)$$

Onde:

- DR é a taxa de resfriamento (%), denominado na literatura inglesa por “Draught Risk”;
- t_{ar} é a temperatura do ar local (°C);
- V_{ar} é a velocidade média do ar local (m/s);
- Tu é a intensidade de turbulência do ar (%)

A equação (4) mostra claramente que o risco de resfriamento numa sala ou espaço ventilado é influenciada diretamente pela velocidade do ar, temperatura do ar e a intensidade de turbulência do ar.

Segundo Both et al.[38] a intensidade de turbulência do ar, velocidade do ar e valor quadrático médio da velocidade podem ser estimadas pelas equações (5),(6) e (7):

$$Tu = \frac{v_{RMS}}{V_{ar}} \times 100\% \quad (5)$$

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (v_i - \bar{v}_{a,l})^2} \quad (6)$$

$$V_{ar} = \frac{1}{n} \sum V_i \quad (7)$$

Onde:

- V_{RMS} é o valor quadrático médio da velocidade (m/s)
- i é o fator de contagem da velocidade do ar que varia de 1 até n ;
- n representa o número de pontos medidos;
- V_i representa as velocidades medidas em cada ponto (m/s).

A ASHRAE 2001 e a ASHRAE 2009, [32] e [33], respetivamente, referem que a equação (4) pode ser usada para quantificar em termos percentuais o risco de resfriamento nos espaços e permite desenhar um sistema de distribuição de ar com baixo risco de resfriamento.

Pode ser usado a equação (8) para estimar a intensidade de turbulência do ar [32] e [33].

$$Tu = 100 \times \frac{V_{sd}}{V_{ar}} \quad (8)$$

Onde:

- V_{sd} é o desvio perfil da velocidade obtida através de medição com um anemómetro omnidirecional que tem uma constante de tempo de 0,2 s.

Neste presente trabalho foi usado o risco de resfriamento para avaliar o nível de desconforto térmico local dos ocupantes.

4.6 Qualidade de ar

Como referido neste trabalho o bem-estar dos ocupantes de um espaço envolve para além da componente de conforto térmico, a componente da qualidade de ar interior.

No estudo da qualidade de ar interior vários tipos de poluentes e respetivas fontes poluição devem ser consideradas, sendo que neste trabalho considera-se apenas os poluentes de origem inorgânica, em específico o dióxido de carbono.

O dióxido de carbono é um gás que pode ser produzido por fontes internas e externas, sendo uma das maiores fontes internas os seres humanos. Nos últimos anos como refere a norma ASHRAE 62-2004 [4] e a ASHRAE 2001 [32] o dióxido de carbono tem sido amplamente usado como critério de avaliação da quantidade de ar necessária a insuflar num espaço.

Como vários estudos mostraram a ventilação adequado dos espaços joga um papel de extrema importância na limpeza e renovação do ar na medida que evita concentrações prejudiciais de poluentes no espaço. Neste trabalho são apresentados na Tabela 3 os valores limites recomendados pela norma internacional ASHRAE 62-2004 [4] e a norma portuguesa Portaria n.º 353-A/2013 [39].

Tabela 3. Valores recomendados de níveis de concentração de dióxido de carbono pelas normas internacionais e portuguesa.

| Normas | Nível de concentração de CO ₂ | |
|-------------------------|--|-------------------------|
| | <i>ppm</i> | <i>mg/m³</i> |
| ASHRAE Standard 62-2004 | 1000 | 1800 |
| Portaria n.º 353-A/2013 | 1250 | 2250 |

5 Modelos Numéricos

A utilização de modelos de simulação numérico para aproximação de casos reais de estudo tem revelado ser uma ferramenta que permite aos engenheiros e estudiosos de todas áreas estimar os resultados a obter num caso de estudo. Nesta seção são apresentados os modelos de simulação numérica usados para estudar a distribuição e campos das variáveis ambientais, assim como para simular o consumo de energia e o índice de distribuição de ar.

Neste trabalho foram usados modelos numéricos para simular os parâmetros de interesse apresentados durante este estudo. Modelos numéricos de resposta térmica do corpo humano, de simulação numérica de escoamentos tridimensionais com transmissão de calor e massa, de simulação do comportamento térmico de um edifício, de simulação numérica do escoamento de sistemas multijactos e ADI foram de interesse neste trabalho.

5.1 Modelo numérico de simulação de escoamento tridimensional

Para simular o escoamento tridimensional com transmissão de calor e massa no interior da câmara foi usado o software CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Este programa permite

calcular o campo de velocidades, temperatura, espécies químicas, energia cinética turbulenta, concentração de dióxido de carbono, entre outras nos ambientes internos e externos em regime estacional e condições não isotérmicas [40], [41] e [42].

Para efetuar as simulações este modelo considera as equações diferenciais parciais de continuidade de massa, de conservação de quantidade de movimento tridimensional, de energia, de energia cinética turbulenta, de dissipação de energia turbulenta e de concentração de dióxido de carbono (para mais detalhes veja Conceição e Santiago [41]).

As simulações numéricas das variáveis ambientais foram realizadas como o modelo CFD acoplado ao modelo numérico de resposta térmica do corpo humano. As variáveis ambientais, calculadas em torno dos ocupantes pelo modelo CFD, são utilizadas como dados de entrada no modelo numérico de resposta térmica do corpo humano para a avaliação do nível de conforto térmico e do campo de temperaturas do corpo humano. O campo de temperatura do corpo humano (calculado pelo modelo numérico de resposta térmica do corpo humano), superfícies do compartimento, mesa e assentos e o escoamento de ar de insuflação (temperatura do ar, velocidade do ar e intensidade de turbulência do ar) são usados como dados de entrada no modelo CFD para avaliar o campo de variáveis ambientais em torno dos ocupantes e o nível de qualidade do ar na zona de respiração.

Este modelo numérico tem sido usado para estudos de investigação numérica de conforto térmico e desconforto térmico local, assim como, avaliação do comportamento do escoamento nos espaços ocupados. Chen et al. [6] usaram o modelo CFD para avaliar os fatores que influenciam o conforto térmico nos sistemas de jatos de impacto, tendo o validado com dados experimentais adquiridos numa câmara experimental.

Karimipannah et al. [3] usaram também o modelo CFD para avaliar o desempenho de dois sistemas de insuflação de ar numa sala com intuito de analisar a qualidade do ar, parâmetros de conforto e eficiência destes sistemas. Ainda Karimipannah e Awbi [12] desenvolveram um estudo comparativo entre os sistemas de ventilação de jatos de impacto e de ventilação de impulso na parede usando o modelo CFD, tendo o validado com ensaios experimentais.

Em vários trabalhos de Conceição, como Conceição et al. [42], Conceição et al [40] e Conceição et al [43] o modelo CFD é empregue e validado.

5.2 Modelo numérico de simulação de resposta térmica do corpo humano

O modelo numérico de resposta térmica do corpo humano foi usado neste estudo para simular o nível de conforto térmico interior que cada ocupante do espaço está submetido. Este modelo numérico é subdividido em 4 sub – modelos como refere Conceição et al.[42], nomeadamente, sistema térmico do corpo humano, sistema termorregulador, sistema da resistência do vestuário e conforto térmico.

O programa usa mecanismos de transferência de calor por convecção e por evaporação para calcular a temperatura do corpo, a transpiração do corpo e o nível de conforto térmico dos ocupantes no espaço. O corpo humano foi dividido em vários elementos e cada elemento em várias camadas concêntricas. Segundo Conceição et al. [40] o corpo humano é dividido em 24 elementos cilíndricos e 1 elemento esférico. E cada elemento é dividido em 4 partes (núcleo, músculos, gordura e pele) que permite apresentar a melhor aproximação entre a precisão numérica e o tempo de computação. Na cabeça são usados os elementos esféricos e nos restantes membros do corpo humano são usados elementos cilíndricos, para mais detalhes ver Conceição et al. [40].

Em vários estudos de Conceição, nomeadamente, Conceição et al [43], Conceição et al. [35] e Conceição et al. [42] o modelo numérico de simulação de resposta térmica do humano é usado para avaliar o conforto térmico num espaço ocupado acoplado ao CFD.

5.3 Modelo numérico de simulação do comportamento térmico de edifícios

Para cálculo das temperaturas das superfícies opacas (teto, paredes, porta e chão), transparentes (janelas) circundantes e superfícies interiores (mesas e sistema de tubos) foi usado o modelo de simulação do comportamento térmico dos edifícios, o mesmo usado em Conceição et al. [42]. Este modelo resolve as equações integrais de balanço de energia e massa (geradas pela geometria do edifício) através do método de resolução de equações *Runge -Kutta – Felberg* com controle de erro [44].

As equações integrais de balanço energético são desenvolvidas para os espaços interiores, envolvente opaca, envolventes transparentes e superfícies interiores. Essas equações são baseadas em mecanismos de transmissão de calor e massa, nomeadamente, condução, convecção, radiação e evaporação. Todos os coeficientes usados nestas equações são avaliados por um submodelo que calcula a radiação solar incidente, os fatores de forma do espaço, as trocas de calor radiativo, as propriedades radiativas de vidro, os ciclos de ocupação, a estratégia

de ventilação, a termofisiologia humana e os coeficientes de transferência de calor e massa por convecção usando expressões empíricas [44].

As equações integrais do balanço de massa são desenvolvidas para o vapor de água dentro dos espaços, os contaminantes dentro dos espaços, o vapor de água na matriz sólida para a envolvente principal do edifício e as superfícies interiores e vidros das janelas [44].

Conceição et al. [44] usaram este modelo numérico para avaliar o conforto térmico num jardim de infância ventilado, tendo o validado com medições experimentais feitas no edifício para as situações de inverno e verão. Os testes de validação mostram uma coerência entre os valores medidos experimentalmente e os calculados numericamente em todos os espaços analisados (para mais detalhes ver Conceição et al. [44]).

5.4 Modelo ADI

O sistema de distribuição de ar tem uma grande influência em vários parâmetros do ambiente interno, nomeadamente, conforto térmico, qualidade de ar interior, eficiência energética, etc. Para avaliar o desempenho destes sistemas foram criados novos métodos que avaliam o real desempenho dos sistemas de distribuição de ar tendo em conta a qualidade de ar interior e a eficiência de ventilação dos espaços, como é o caso do ADI (do inglês *Air Distribution Index*) e ADI_{New} (do inglês *New Air Distribution Index*) [2]. O desempenho de um sistema de distribuição de ar é frequentemente avaliado pelo nível de corrente de ar que um sistema cria na zona ocupada de uma sala [10].

Para avaliação do desempenho do sistema de ventilação foi usado o modelo ADI, cujo este relaciona parâmetros de conforto térmico, qualidade de ar interior e eficiência de remoção de calor e contaminantes dos sistemas de ventilação, com referenciado por Awbi [2] e Conceição et al. [40]. Este modelo permite criar um critério de comparação de desempenho dos diferentes sistemas de ventilação existentes, sendo que o que tiver melhor ADI com as mesmas condições de funcionamento representa o sistema preferível.

A eficiência de um sistema de distribuição de ar baseia-se na sua eficiência de remoção de contaminantes do espaço ventilado, bem como na eficiência de distribuição da energia térmica do ar insuflado. Um índice de ventilação eficaz deve ser capaz de explicar a eficiência de remoção de contaminantes, bem como a distribuição de energia térmica no espaço ventilado [2]. Para tal leva-se em conta dois parâmetros; o primeiro é a eficiência de remoção de

contaminantes (ε_c) e o segundo é a eficiência de remoção de calor (ε_t), cujo estes podem ser calculados usando a equação (9).

$$\varepsilon_c = \frac{c_o - c_i}{c_m - c_i} \text{ e } \varepsilon_t = \frac{t_o - t_i}{t_m - t_i} \quad (9)$$

Onde:

- ε_c representa a eficiência de ventilação para remoção de contaminantes do espaço
- ε_t representa a eficiência de ventilação para remoção de calor do espaço
- c_o é concentração de contaminantes no difusor de exaustão;
- c_i é concentração de contaminantes no difusor de insuflação;
- c_m é concentração de contaminantes na zona de respiração;
- t_o é a temperatura ar no difusor de exaustão [40];
- t_i é a temperatura do ar no difusor de insuflação ou temperatura interna da superfície radiante usada como referência [40];
- t_m é a temperatura média do corpo humano [40].

Segundo Conceição et al.[40] a temperatura média em torno do corpo humano é calculada pela equação (10):

$$T_{body} = t_m = \frac{1}{A_{body}} \sum_j T_{body,j} \times A_{body,j} \quad (10)$$

Onde:

- A_{body} é área externa total do corpo humano
- $A_{body,j}$ é área externa do corpo humano para a seção j
- j é seção do corpo humano

Segundo Awbi [2] o número de conforto térmico N_t , o número da qualidade do ar N_c , ε_c , ε_t , PPD e PD, respetivamente são considerados indicadores úteis do nível de desempenho de um sistema de ventilação. Awbi [2] que estudou o ADI para condições uniformes e Conceição et al. [40] para condições não uniformes do espaço apresentam a equação (11) para cálculo de N_t e N_c .

$$N_t = \frac{\varepsilon_t}{PDD} \text{ e } N_c = \frac{\varepsilon_c}{PD} \quad (11)$$

A percentagem pessoais insatisfeitas devido a qualidade de ar interior é calculada pela equação (12) [40]:

$$PD = 395e^{(-1,83V^{0,245})} \quad (12)$$

Onde:

- V é o caudal de renovação de ar por pessoa (l/s)

Esses dois números (N_c e N_t) podem ser combinados em um único parâmetro que determina a eficiência de um sistema de distribuição de ar garantir a qualidade do ar interior e conforto térmico.

O parâmetro que permite avaliar a eficiência de um sistema ventilação para ambientes térmicos uniformes e não uniformes é denominado por ADI [2] e [40] e este pode ser calculado pela ver equação (13) [2] e [40]:

$$ADI = \sqrt{N_t \times N_c} \quad (13)$$

O valor de ε_c depende da tecnologia de ventilação utilizada, isto é, da localização dos pontos de insuflação e extração de ar, da força de impulsão, da turbulência do ar de escoamento de ar e da carga térmica do ambiente e sua distribuição [1]. Os valores de ε_c podem ser obtidos por medições ou simulação do movimento do ar usando *software* CFD.

A utilização deste modelo ADI esta associado ao modelo PMV-PPD sugerido por Fanger, como referenciado por Awbi [2], Conceição et al. [40] e Conceição et al. [44]. Karimipannah et al. [45] usaram o modelo ADI para avaliar o consumo de energia e desempenho de quatro sistemas de ventilação, nomeadamente: ventilação de impulso, ventilação com jatos confluentes horizontais, ventilação com jatos confluentes verticais de impacto e ventilação de mistura.

6 Características gerais do sistema AVAC de jatos confluentes

Nesta secção são descritas as características construtivas e de funcionamento do sistema de jatos confluentes verticais de impacto. É apresentado o desenho de perspetiva da câmara experimental de ensaios, o circuito elétrico e esquema de circulação.

Na Figura 2 é apresentado em detalhe uma perspetiva do sistema AVAC projetado, em particular, as condutas horizontais e verticais (a azul), a posição em que os ventiladores (a cinzento) serão colocados, o sistema de exaustão (a cinzento com listas a vermelho) e o sistema elétrico de alimentação dos ventiladores e do extrator (a creme).

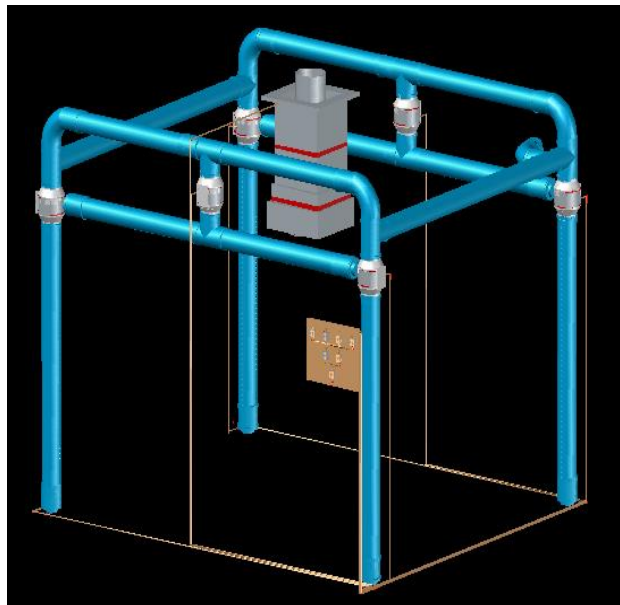


Figura 2. Sistema de condutas verticais, horizontais e de transporte (a azul), ventiladores (a cinza), sistema de exaustão (a cinza com duas riscas vermelhas) e sistema elétrico de alimentação (a creme).

O sistema AVAC de jatos confluentes apresenta duas configurações possíveis que funcionam autonomamente:

- Sistema AVAC de jatos confluentes horizontais que possui 4 condutas verticais principais. A conduta principal vertical é responsável pelo transporte do escoamento descendente e representa o principal elemento responsável pela ventilação. É esta conduta que transporta a maior parte do ar das condutas de transporte horizontais, para os diferentes orifícios de insuflação horizontais. A conduta principal vertical possui um diâmetro exterior de 125 mm. No topo da coluna vertical é colocado um ventilador que possui uma dupla função: aspirar o ar proveniente das condutas de transporte, situadas a montante, e acelerar o escoamento de ar injetado a jusante na conduta principal vertical de ventilação.

- Sistema AVAC de jatos confluentes verticais de impacto que possui 2 condutas horizontais principais. A conduta principal horizontal é subdividida em duas condutas horizontais alimentadas a meio por uma pequena conduta de abastecimento intercalada por um ventilador (com as mesmas funções do sistema anterior). As condutas horizontais são responsáveis pelo transporte do escoamento para os diferentes orifícios de insuflação verticais. A conduta principal horizontal possui um diâmetro exterior de 125 mm.

Neste trabalho é usado o sistema AVAC de jatos confluentes verticais de impacto. As condutas de abastecimento horizontais são constituídas por condutas circulares de secção igual à das condutas principais e ligadas entre si por um conjunto de uniões. A entrada dos ventiladores encontra-se ligada, por uniões, às saídas das condutas de abastecimento. As condutas de abastecimento horizontais, colocadas próximo das paredes laterais, são instaladas junto ao teto. Nesta situação, a admissão do ar exterior é efetuada através de uma conduta que atravessa uma das paredes laterais.

Na Figura 3 é apresentado o esquema de circulação de ar desde a admissão de ar na câmara através dos ventiladores até a extração de ar através do extrator.

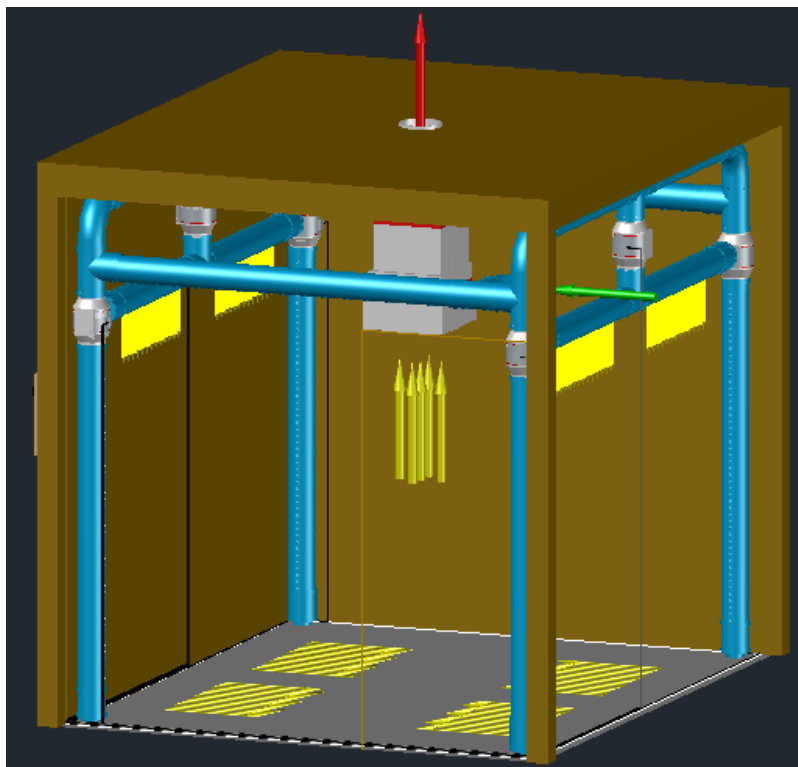


Figura 3. Câmara experimental com esquema de circulação de ar.

A legenda da Figura 3 é a seguinte:

- As setas a cor amarela representam o escoamento de ar dentro da câmara;
- A seta a cor vermelha representa o escoamento de ar extraído da câmara;
- A seta a cor verde representa o escoamento de ar de admissão da câmara.

Os ventiladores possuem duas velocidades de funcionamento, o que permite ter dois caudais de ar disponíveis à entrada da conduta principal de ventilação. O controlo de cada um destes ventiladores será efetuado por um regulador de velocidade. O sistema elétrico de alimentação dos ventiladores será constituído pelos reguladores de velocidade dos ventiladores, pelos respetivos disjuntores de proteção e por um interruptor de corte geral ligado à rede de alimentação como mostrado a Figura 4.

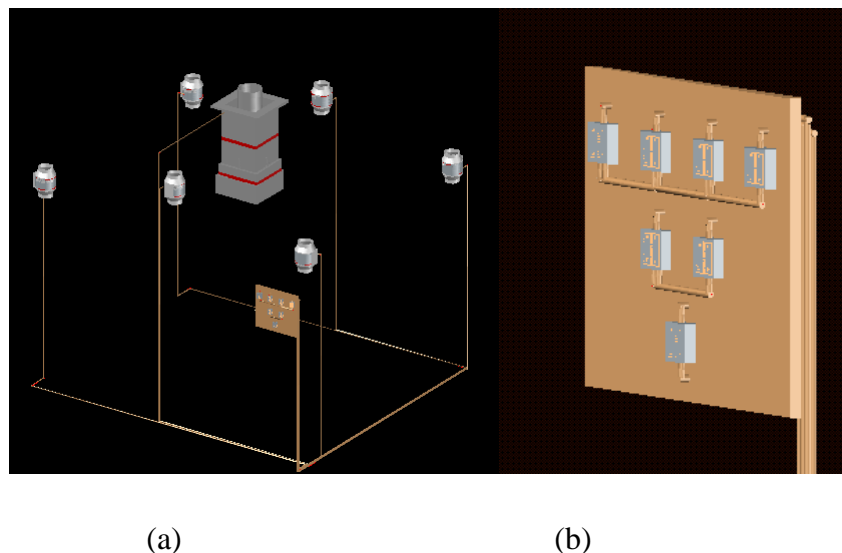


Figura 4. Sistema elétrico: a) esquema de ligações; b) sistema de controlo dos ventiladores e do exaustor.

Na Figura 5 é apresentada uma perspetiva geral da câmara experimental, onde se pode observar toda a estrutura que constitui o sistema AVAC projetado. A estrutura da câmara (teto, paredes internas e externas, porta e chão) é feita de um conjunto de placas de madeira prensada.



Figura 5. Perspetiva geral da câmara experimental, das condutas, do sistema AVAC, da extração, dos ventiladores e do sistema elétrico de alimentação.

7 Estudo comparativo numérico-experimental

Nesta secção é apresentada a metodologia numérico-experimental usada nos ensaios de medição da velocidade do ar e os respetivos resultados obtidos nestes ensaios. Serão analisados os campos de velocidades do ar a jusante da saída dos orifícios e o campo de velocidade na zona de impacto no chão obtidos experimentalmente e comparados com os obtidos numericamente.

7.1 Metodologia experimental

Os ensaios de medição da velocidade do ar foram realizados numa câmara experimental de ensaios com as dimensões de $2,4 \times 2,7 \times 2,4 \text{ m}^3$ de volume (ver Figura 6), no Campus de Gambelas da Universidade do Algarve, sem ocupantes, sem mesas e sem cadeiras. 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, também denominados jatos de impacto, são insuflados na sala (câmara) a uma altura de 1,75 m acima do nível do chão. Neste modelo foram usadas quatro condutas de plástico PVC, com diâmetro de 125 mm. O sistema de extração de ar está montado a uma altura de 1,8 m do nível do chão.

Os ensaios de medição da velocidade do ar permitirão determinar qual a velocidade do ar na saída do jato e que será usada como dado de entrada na simulação numérica e servirão para melhor compreender o escoamento obtido experimentalmente. Permitirão também validar o perfil de velocidade do ar, na zona a jusante da saída dos jatos e o campo de velocidades do ar na zona de impacto do ar na região do chão.

A metodologia utilizada na determinação da velocidade do ar na saída do jato a partir do perfil de velocidade do ar a jusante da saída do jato foi aplicada de forma a minimizar o erro de medição da velocidade do ar na saída do orifício. O equipamento utilizado para medição da velocidade do ar foi um anemômetro de fio quente acoplado ao sistema de aquisição BABUC/A da LSI (ver Figura 7a).

Nos ensaios realizados foi utilizado um sistema de atravessamento (ver Figura 7c), que permitiu fazer a movimentação e o posicionamento da sonda para a leitura dos valores da velocidade de uma forma regular e segura nos pontos de medição, com coordenadas conhecidas de forma a facilitar o processo.

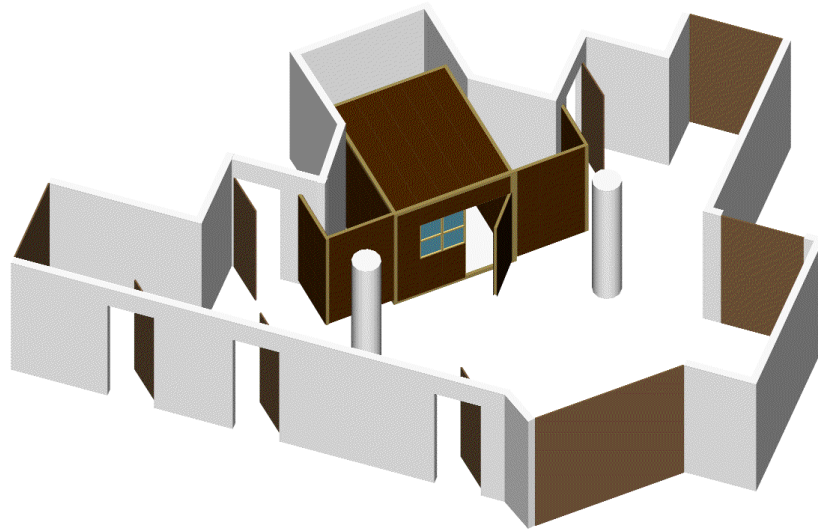


Figura 6. Câmara experimental utilizada na investigação experimental

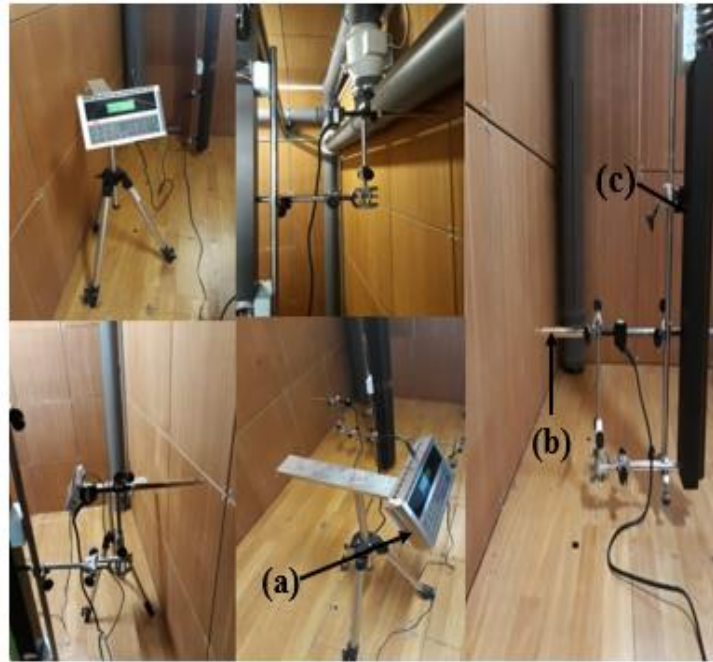


Figura 7. Ilustração do sistema de aquisição de dados, (a) aparelho de aquisição de dados usado para medição de velocidades na câmara de marca BABUC/A, (b) anemómetro de fio quente e (c) sistema de atravessamento.

7.1.1 Perfil da velocidade do ar a jusante da saída dos jatos confluentes

Na Figura 8 é apresentada a localização da grelha com os pontos de medição das velocidades do ar dos jatos confluentes no interior da câmara. Na Figura 8, as linhas a amarelo junto às condutas representam a saída dos jatos de ar verticais insuflados na câmara e as linhas a vermelho representam a grelha de medição.

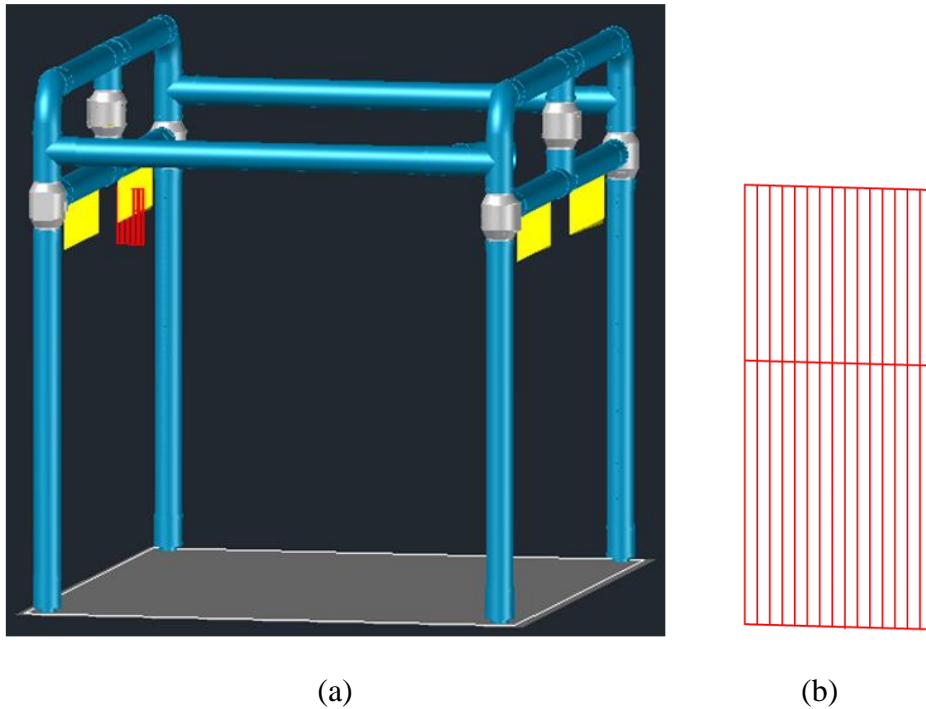
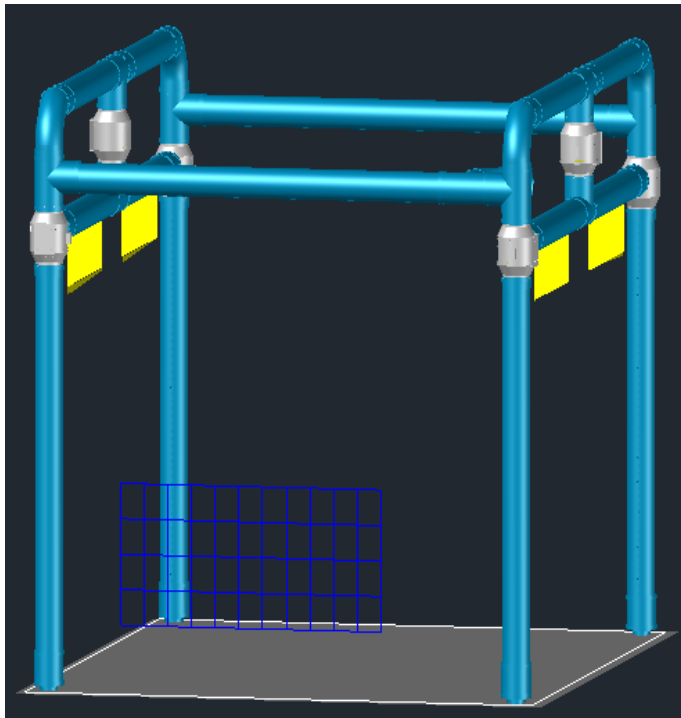


Figura 8. (a) Localização da grelha (linhas a vermelho) com os pontos de medição das velocidades de ar dos jatos confluentes no interior da câmara e (b) vista representativa da grelha de medição.

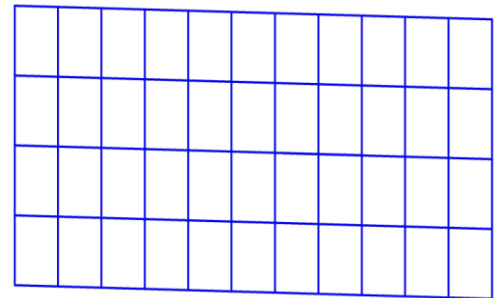
A grelha de medição é utilizada para medir as velocidades do ar em diversos pontos do seu percurso descendente. O plano desta grelha vertical corta a meio o orifício de saída dos jatos confluentes verticais de modo a ter pontos de medição no centro do jato e nas extremidades junto à parede e ao espaço interior do compartimento. A grelha vertical tem as dimensões 0,125 m por 0,25 m.

7.1.2 Campo de velocidades na zona de impacto dos jatos no chão

Na Figura 9 é apresentada a localização da grelha com os pontos de medição das velocidades do no interior da câmara. Na Figura 9, as linhas a amarelo junto às condutas representam a saída dos jatos de ar verticais insuflados na câmara e as linhas a azul representam a grelha de medição.



(a)



(b)

Figura 9. (a) Localização da grelha (linhas a azul) com os pontos de medição das velocidades de ar na zona de impacto dos jatos confluentes com o chão e (b) vista representativa da grelha de medição.

A grelha de medição é utilizada para medir as velocidades do ar em diversos pontos da zona de impacto dos jatos com o chão. O plano desta grelha vertical situa-se entre a parede e uma distância próxima do centro do espaço interior da câmara de modo a obter medições da velocidade do ar desde a zona de impacto dos jatos no chão até à sua dispersão pela câmara. A grelha vertical tem as dimensões 1,17 m por 0,57 m e situam-se sobre um plano horizontal colocado a 7 cm acima do nível do chão.

7.2 Metodologia numérica

Nesta secção é apresentada a metodologia numérica usada para estudar o perfil de velocidade do ar a jusante da saída do jato e o escoamento tridimensional com transmissão de calor e massa.

7.2.1 Simulação numérica do escoamento de sistemas multijactos

Na simulação numérica do campo de velocidades do ar a jusante da saída dos jatos confluentes horizontais e verticais é utilizado um *software* que permite efetuar a simulação numérica do escoamento de multijactos a partir de um conjunto de modelos numéricos desenvolvidos pelos autores. A simulação numérica foi efetuada nas mesmas condições dos ensaios experimentais.

O modelo numérico considera um conjunto de 50 jatos distribuídos ao longo de uma linha de 700 mm, distanciados de 14 mm entre os seus centros e provenientes de orifícios com diâmetro igual a 6 mm.

7.2.2 Simulação numérica de escoamentos tridimensional

Na simulação numérica do campo de velocidades do ar na zona de impacto no chão dos jatos confluentes verticais no plano vertical localizado a 1,8 m na direção Y, apresentado na Figura 10, foi utilizado um software CFD que simula escoamentos tridimensionais com transmissão de massa e calor.

A simulação numérica foi efetuada numa câmara virtual, idêntica à câmara experimental, sem ocupantes, sem mesas e sem cadeiras e nas mesmas condições dos ensaios experimentais.

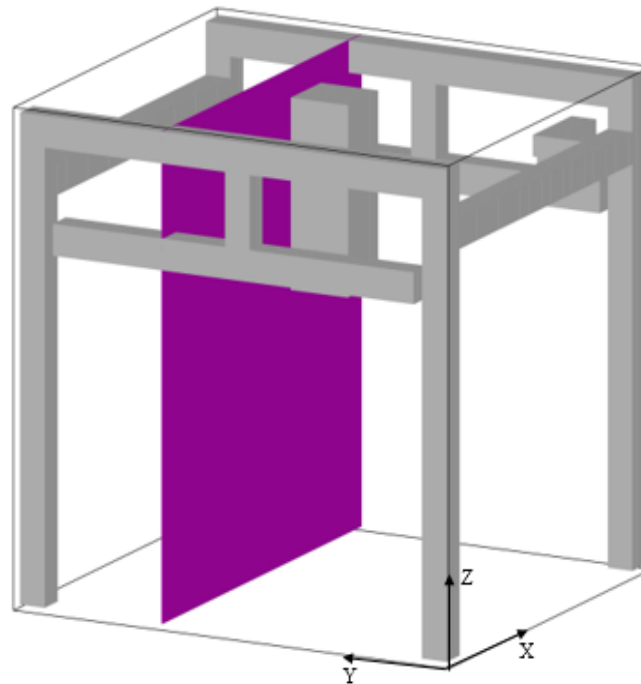


Figura 10. Plano utilizado na simulação numérica localizado a 1,8 m na direção Y.

7.3 Análise e discussão dos resultados

Nesta secção são apresentados os resultados numéricos e experimentais obtidos para o perfil da velocidade do ar a jusante da saída dos jatos confluentes e o campo de velocidades na zona de impacto dos jatos com o chão.

7.3.1 Perfil da velocidade do ar a jusante da saída dos jatos confluentes

A partir dos resultados obtidos será calculado o valor da velocidade do ar na saída dos jatos confluentes e analisado o desenvolvimento do escoamento do ar a jusante da saída do sistema de jatos confluentes. Os resultados obtidos experimentalmente serão comparados com os resultados obtidos numericamente.

Na Figura 11 pode ser observado o perfil da velocidade obtido nas linhas localizadas a 5 cm, a 15 cm e a 30 cm da saída dos jatos confluentes. O valor da velocidade obtida em cada ponto de medição dessa linha corresponde à média das velocidades obtidas. A medição da velocidade foi efetuada com o sistema a funcionar com os 2 ventiladores ao mesmo tempo nas mesmas condições das simulações numéricas. Durante os ensaios foram registadas as condições da temperatura do ar (25,4°C, em média) e de humidade relativa do ar (40,5%, em média).

Na Figura 11, o valor zero (0) representa o centro do jato, as distâncias menores do que o valor zero (0) estão próximas da parede e as distâncias maiores do que o valor zero (0) aproximam-se mais do centro da câmara experimental. As linhas a tracejado representam os resultados experimentais (exp) e as linhas a cheio representam os resultados numéricos (num) obtidos nas linhas a 5, 15 e 30 cm a jusante da saída dos jatos confluentes.

Os resultados obtidos permitem verificar que:

- À medida que a distância aumenta o valor da velocidade do ar diminui;
- O valor mais elevado da velocidade do ar ocorre na zona mais próxima do jato e em frente dos orifícios, enquanto que o seu valor mais baixo ocorre na zona mais afastada do jato;
- O valor da velocidade do ar junto à parede aumenta em relação ao lado mais afastado da parede.

De acordo com os resultados obtidos foi determinada uma velocidade média de 8,41 m/s na saída dos orifícios das condutas. Ao comparar os resultados experimentais com os resultados numéricos, aplicando o método dos mínimos quadrados e utilizando o menor desvio quadrático médio, verifica-se que existe uma boa correlação entre eles.

Como conclusão os resultados experimentais e numéricos mostram que o modelo numérico de simulação de escoamento de sistemas multijactos permite prever o perfil de escoamento na saída do jato de acordo com os resultados experimentais obtidos.

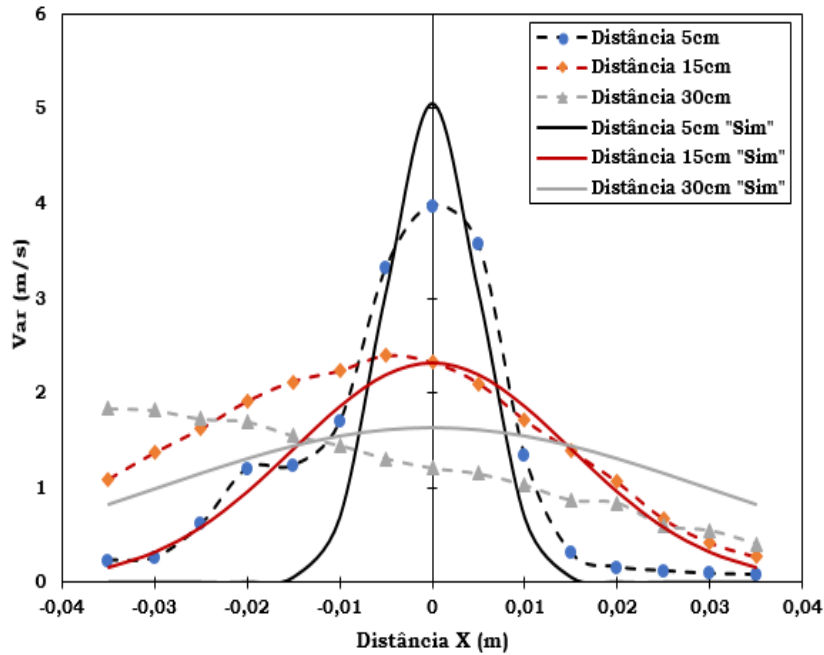


Figura 11. Comparação entre os valores obtidos numericamente e experimentalmente do perfil de velocidade do ar a jusante da saída dos jatos confluentes verticais de impacto.

7.3.2 Campo de velocidades na zona de impacto dos jatos no chão

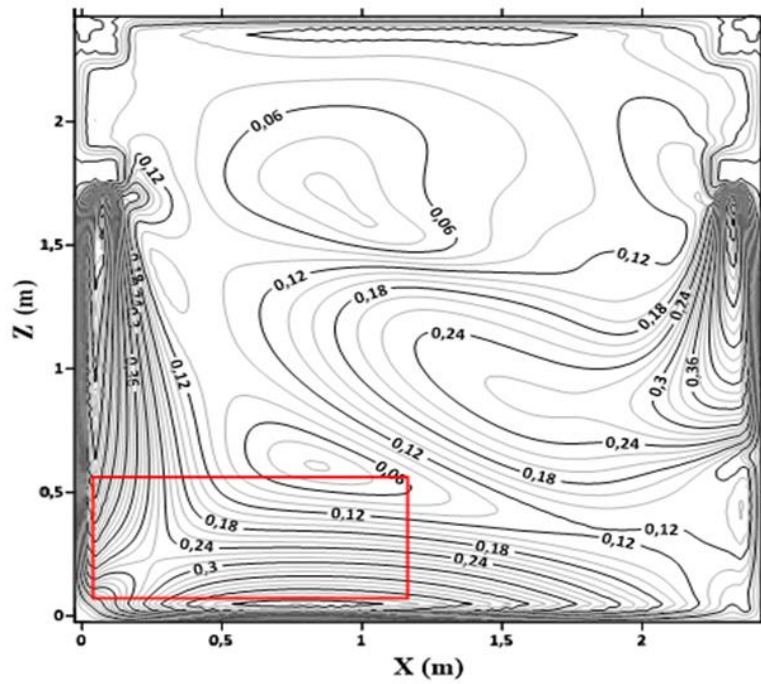
Na Figura 12 pode ser observado o campo de velocidades do ar obtido no plano vertical localizado a 1,8 m na direção Y. Na Figura 12 (a) são apresentados os valores obtidos numericamente em todo o plano Y. Nas Figura 12 (b) e Figura 12 (c) são apresentados os valores obtidos numericamente e experimentalmente na grelha definida pela área $0,03 \leq x \leq 1,17$ m e $0,07 \leq z \leq 0,57$ m.

A medição da velocidade foi efetuada com o sistema a funcionar com os 2 ventiladores ao mesmo tempo nas mesmas condições das simulações numéricas. Durante os ensaios foram registadas as condições da temperatura do ar (25,4°C, em média) e de humidade relativa do ar (40,5%, em média).

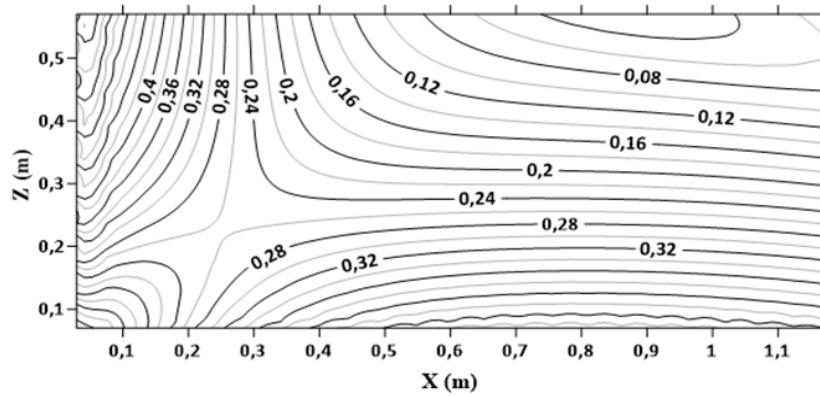
A comparação entre os resultados experimentais e numéricos calculados foi feita comparando as isolinhas apresentadas na Figura 12 (b) e (c). Este plano de comparação está demarcado na Figura 12 (a) a vermelho.

Os resultados obtidos mostram que:

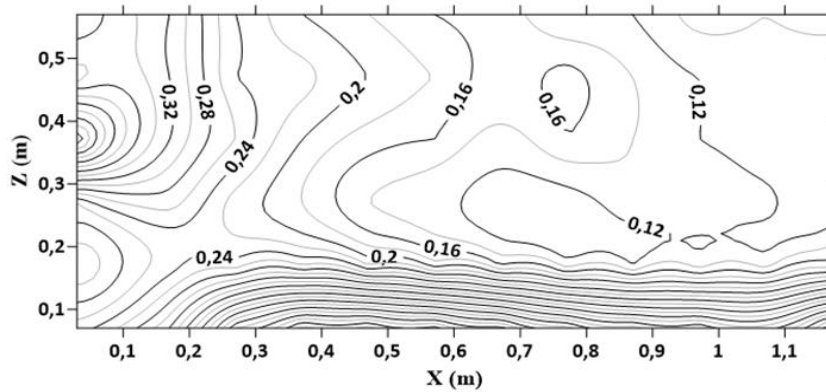
- O escoamento de ar descendente segue junto à superfície da parede e que, após o impacto no chão, o escoamento de ar segue junto ao chão;
- Existe uma bolha de recirculação junto ao canto inferior compreendido entre a superfície do chão e a superfície da parede onde o jato se desenvolve;
- As velocidades são maiores na zona junto à superfície da parede e são menores nas zonas mais afastadas;
- Os resultados numéricos e experimentais apresentam uma boa aproximação com uma boa concordância de valores.



(a)



(b)



(c)

Figura 12. Campo de velocidades no plano $Y=1,8$ m: (a) valores obtidos numericamente em todo o plano; (b) valores obtidos numericamente na grelha definida por $0,03 \leq x \leq 1,17$ m e $0,07 \leq z \leq 0,57$ m; c) valores obtidos experimentalmente na grelha definida por $0,03 \leq x \leq 1,17$ m e $0,07 \leq z \leq 0,57$ m.

8 Testes experimentais

Nesta secção é apresentada a metodologia experimental usada nos ensaios de medição da velocidade e de visualização do perfil de escoamento do ar e os respetivos resultados obtidos. Serão analisados o diâmetro da conduta, através de medições da velocidade do ar na saída dos orifícios, o campo de velocidades do ar na saída dos orifícios, através de medições da velocidade do ar, e o escoamento do ar, através de ensaios de visualização.

8.1 Ensaios para a determinação do diâmetro da conduta

Nesta secção é apresentada a metodologia usada para seleção do diâmetro da conduta utilizada na câmara de ensaios experimentais. É analisado e discutidos os resultados.

8.1.1 Metodologia experimental

Os jatos de ar devem ser insuflados com velocidades aproximadamente iguais nas saídas dos orifícios e com valores que possam garantir as condições de conforto térmico e qualidade de ar interior necessária. De modo a projetar o sistema de ventilação foram efetuados ensaios experimentais em quatro condutas com diâmetros diferentes, no sentido de estudar a influência do diâmetro da conduta no perfil da velocidade do ar e determinar qual o diâmetro indicado para se obter velocidades uniformes na saída dos jatos.

Nestes ensaios foi utilizado o anemómetro de fio quente APM 360 da ALNOR com precisão de $\pm 0,03$ m/s para obter as velocidades da saída dos jatos nos orifícios. A temperatura e humidade relativa foram medidas por um termo-higrómetro digital com sonda, mostrado na Figura 13.

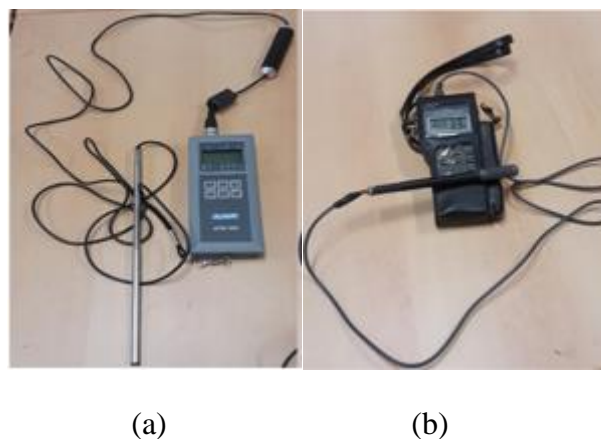


Figura 13. Aparelhos de medição. (a) Anemómetro de fio quente APM 360 e (b) Termo-higrómetro digital.

Foram realizados 8 ensaios no total, correspondentes a 2 ensaios para as duas velocidades do ventilador (a mínima e a máxima) por diâmetro de conduta. As medições foram feitas em cada um dos 50 orifícios e para cada conduta analisada (Figura 14). Para cada orifício, foram obtidos 10 valores de velocidade do ar. As características das condutas utilizadas nestes ensaios são apresentadas na Tabela 4.

Neste ensaio foram utilizadas 4 condutas de plástico PVC com diâmetros diferentes: 125 mm, 50 mm, 30 mm e 25 mm. Cada conduta com um comprimento de 2000 mm foi separada em duas iguais de 1000 mm de comprimento, ligada cada uma delas a uma união em T, a qual se encontra ligada ao ventilador (ver Figura 14). Em cada conduta de 1000 mm de comprimento foram abertos 50 orifícios ao longo de uma linha de 700 mm de comprimento, o que permitirá a formação de 50 jatos ao longo dessa linha. Os orifícios possuem um diâmetro de 6 mm, com uma distância de 14 mm entre cada centro (ver Figura 15). As características das condutas horizontais são apresentadas na Tabela 4. Cada uma das condutas foi ligada ao ventilador da marca TD-350/125 [46], conforme mostra a Figura 14.



Figura 14. Montagem experimental utilizada nos ensaios experimentais das condutas horizontais de insuflação de diâmetro: a) 125 mm; b) 50 mm; c) 30 mm; d) 25 mm.

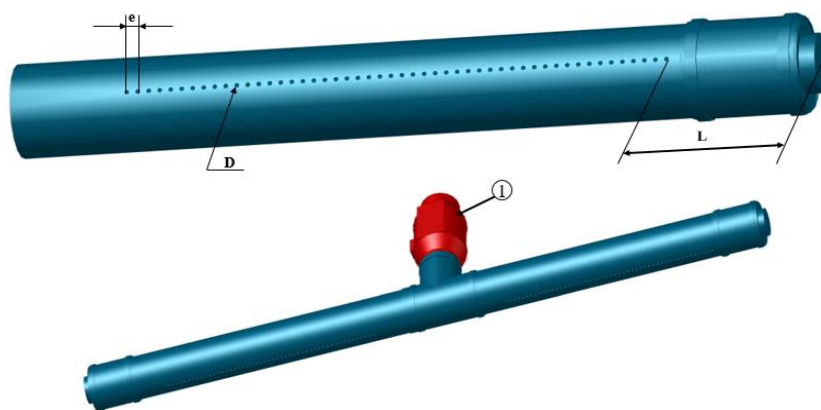


Figura 15. Configuração do tubo usado na camara experimental.

A legenda da Figura 15 é a seguinte:

- (e) é a distância entre centro de orifícios ($e = 14 \text{ mm}$);
- (L) é a distância do primeiro orifício a extremidade ($L = 200 \text{ mm}$);
- (D) é o diâmetro dos orifícios ($D = 6 \text{ mm}$) e
- (1) é ventilador.

Tabela 4. Características das condutas horizontais de insuflação usadas para os ensaios experimentais.

| | | | | |
|---|--------|--------|--------|--------|
| Diâmetro (mm) | 125 | 50 | 30 | 25 |
| Comprimento total (mm) | 2×1000 | 2×1000 | 2×1000 | 2×1000 |
| Comprimento da linha de orifícios (mm) | 700 | 700 | 700 | 700 |
| Número de linhas de orifícios | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Número de orifícios por linha | 50 | 50 | 50 | 50 |
| Distância entre os centros dos orifícios (mm) | 14 | 14 | 14 | 14 |
| Diâmetro dos orifícios (mm) | 6 | 6 | 6 | 6 |

8.1.2 Análise e discussão dos resultados

O estudo foi efetuado com o ventilador acoplado a cada conduta a funcionar na velocidade máxima (2050 rpm) e mínima (1590 rpm). Durante os ensaios foram registadas as condições da temperatura do ar (21°C, em média) e da humidade relativa do ar (40%, em média). Os resultados das medições da velocidade da velocidade do ar na saída dos orifícios ao longo da conduta são apresentados na Figura 16 para a velocidade máxima (V_{\max}) e mínima (V_{\min}) do ventilador.

Os resultados permitem concluir que a velocidade do ar à saída dos orifícios pode ser caracterizada segundo três zonas, para diâmetros abaixo de 50 mm, nomeadamente:

- Uma zona de entrada, definida por um conjunto inicial de orifícios situado mais próximo da saída do ventilador, onde o valor da velocidade do ar é relativamente constante, devido ao elevado nível de turbulência do ar do ar na saída do ventilador;
- Uma zona central, definida por um conjunto intermédio de orifícios, onde se verifica um aumento gradual da velocidade do ar na saída dos orifícios;
- Uma zona final, definida pelo conjunto final de orifícios situado mais distante do ventilador, que está associada ao escoamento turbulento devido ao impacto no final da conduta.

Os resultados permitiram também concluir que para os tubos com diâmetro maior ou igual de 50 mm, o perfil de velocidade é praticamente uniforme, pode se verificar uma ligeira não uniformidade nos primeiros orifícios como resultado da turbulência do ar que é criada na saída do ventilador.

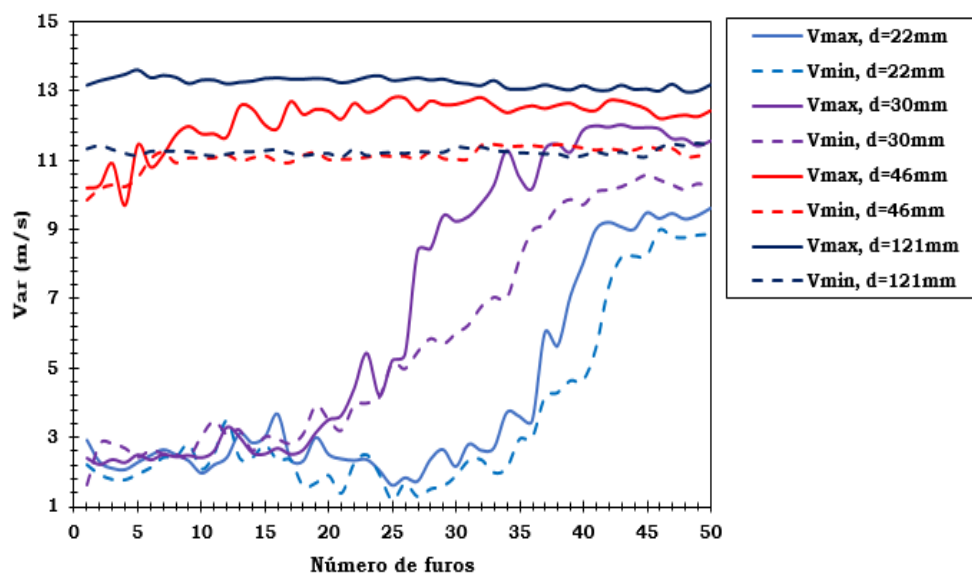


Figura 16. Velocidade na saída dos orifícios para diferentes diâmetros da conduta e para as velocidades mínima (V_{min}) e máxima (V_{max}) do ventilador.

8.2 Visualização do comportamento do escoamento do ar na câmara

Nesta secção é apresentada a metodologia usada para estudar o comportamento de escoamento de ar na câmara de ensaios experimentais. É analisado e discutidos os resultados.

8.2.1 Metodologia experimental

Neste estudo foi utilizada a técnica de injeção de fumo e visualização com recurso a emissão laser para avaliar o comportamento do escoamento do ar após a saída dos orifícios. Nos ensaios, foram utilizados, um equipamento gerador de raios laser da *JBSystems Light*, referência SM1612 (Figura 17 a), e a uma máquina de injeção de fumo (Figura 17 b). O escoamento foi filmado com uma câmara *Full HD* segundo o plano das emissões do feixe de laser e o filme foi dividido em 25 imagens por segundo.



(a)

(b)

Figura 17. (a) Equipamento laser e (b) máquina de fumo.

O ensaio de visualização tem por objetivos visualizar o comportamento do escoamento do ar a jusante da saída do sistema de jatos confluentes verticais, quer na superfície da parede adjacente, quer na superfície do pavimento em frente. Para a visualização do escoamento foram usados os três planos de projeção mostrados na Figura 18.

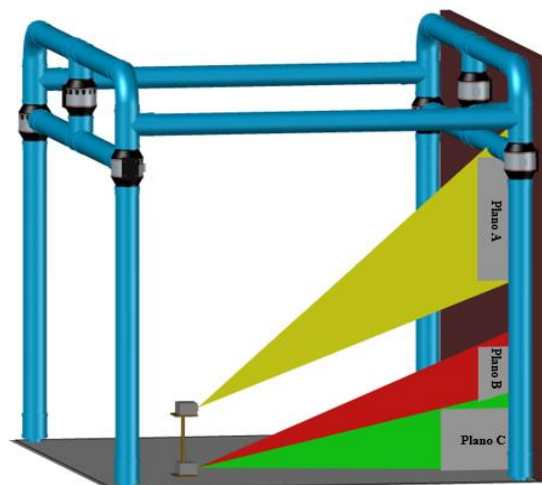


Figura 18. Localização da emissão dos feixes de laser e dos planos nos ensaios de visualização dos jatos confluentes verticais.

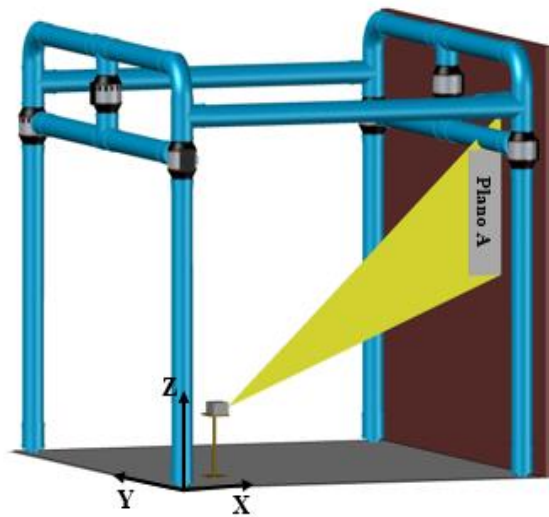
8.2.2 Análise e discussão dos resultados

Nesta secção foram efetuados 3 ensaios com planos verticais (planos A, B e C). Os planos A e B têm as dimensões de 20×70 cm e o planos C tem a dimensões 40×35 cm (ver Tabela 5). Os ensaios foram realizados nas mesmas condições dos ensaios de medição da velocidade do ar.

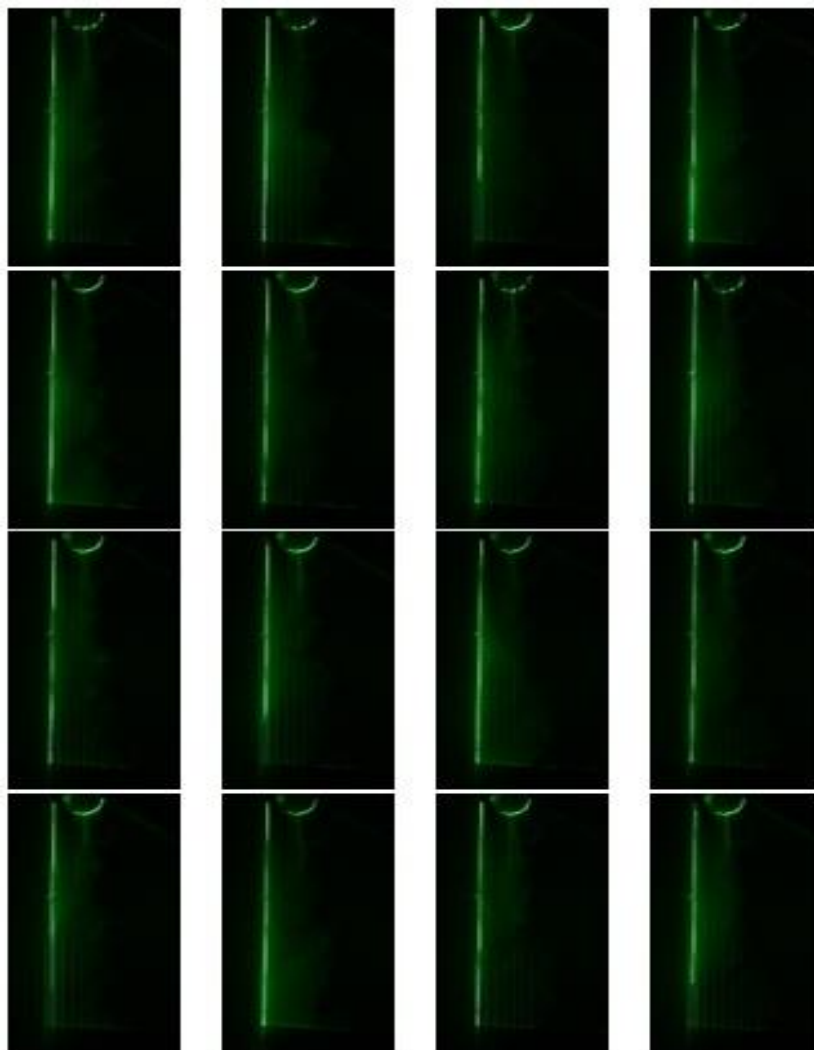
Tabela 5. Dimensões dos planos de visualização de perfil de escoamento de ar

| Plano | X (m) | Y (m) |
|-------|-------|-------|
| A | 0,2 | 0,7 |
| B | 0,2 | 0,7 |
| C | 0,4 | 0,35 |

Na Figura 19 (a), pode ser observado o plano vertical **A**, posicionado a meio da saída de um dos orifícios dos jatos verticais de impacto da conduta horizontal de modo a visualizar-se o escoamento a jusante da saída dos jatos de impacto até ao seu desenvolvimento junto à parede, enquanto que na Figura 19 (b) podem ser observadas algumas das imagens representativas do escoamento visualizado nesse plano.



(a)



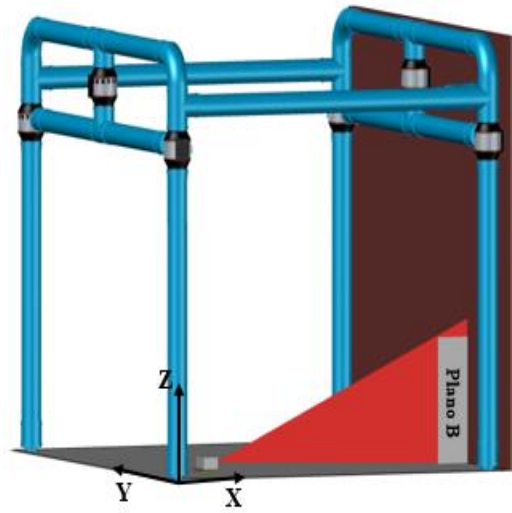
(b)

Figura 19. (a) Plano de visualização A e (b) Imagem de visualização de perfil de escoamento de ar na câmara no plano A.

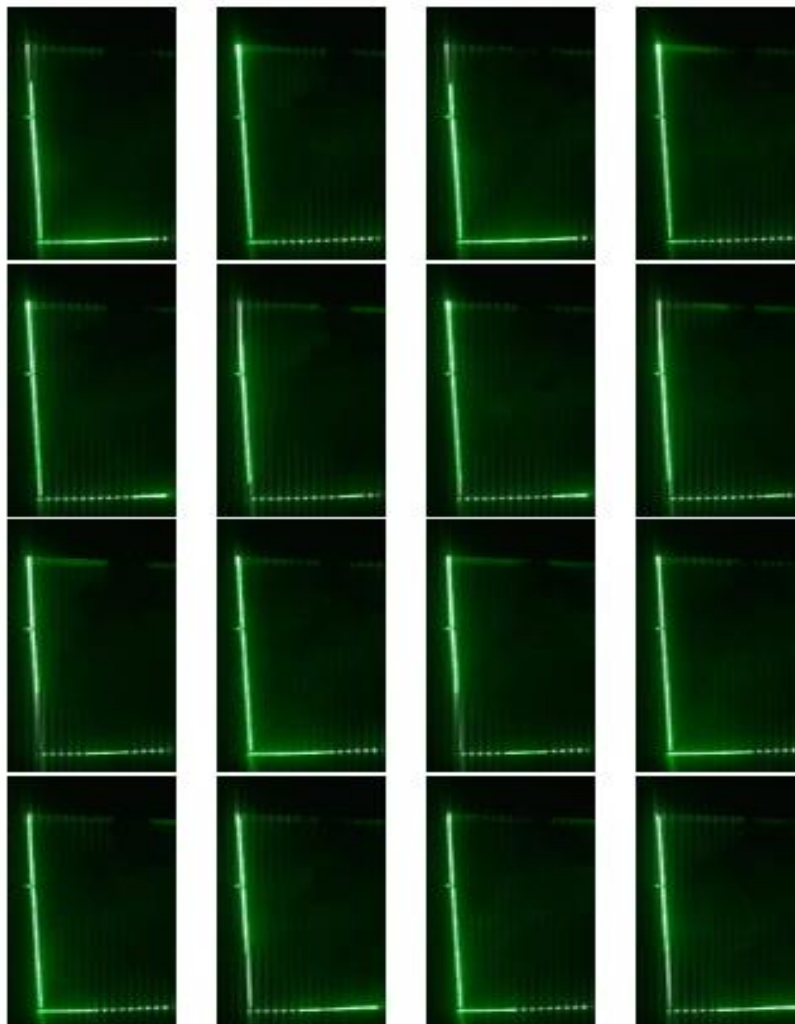
De acordo com o observado na Figura 19 (b), pode-se verificar que na saída da conduta o escoamento desenvolve como jato livre até uma distância aproximada de 25 cm após a qual começa a desenvolver-se junto à parede, formando uma camada limite junto à superfície da parede.

A região de jato de impacto permite visualizar que o jato adere a parede da câmara e move-se no sentido descendente até atingir o chão (região de jato de parede) devido ao efeito de Coandă. A região de impacto permite que os sistemas de ventilação de jatos verticais de impacto sejam usados para ventilar edifícios com pé direito elevado, como mostra o estudo de Ye et al. [13].

Na Figura 20 (a), pode ser observado o plano vertical **B**, posicionado junto ao chão de modo a visualizar-se o escoamento na proximidade da zona de impacto com o chão, enquanto que na Figura 20 (b) podem ser observadas algumas das imagens representativas do escoamento visualizado nesse plano.



(a)

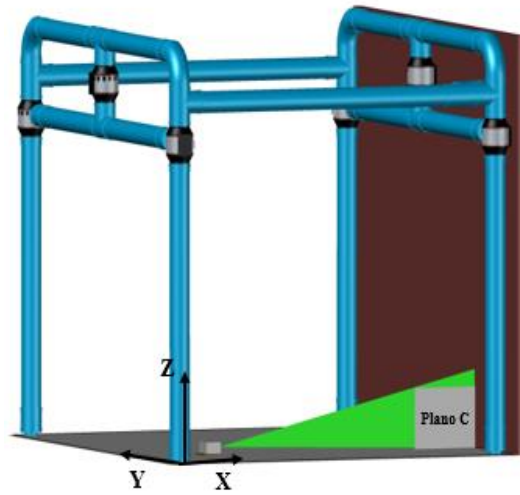


(b)

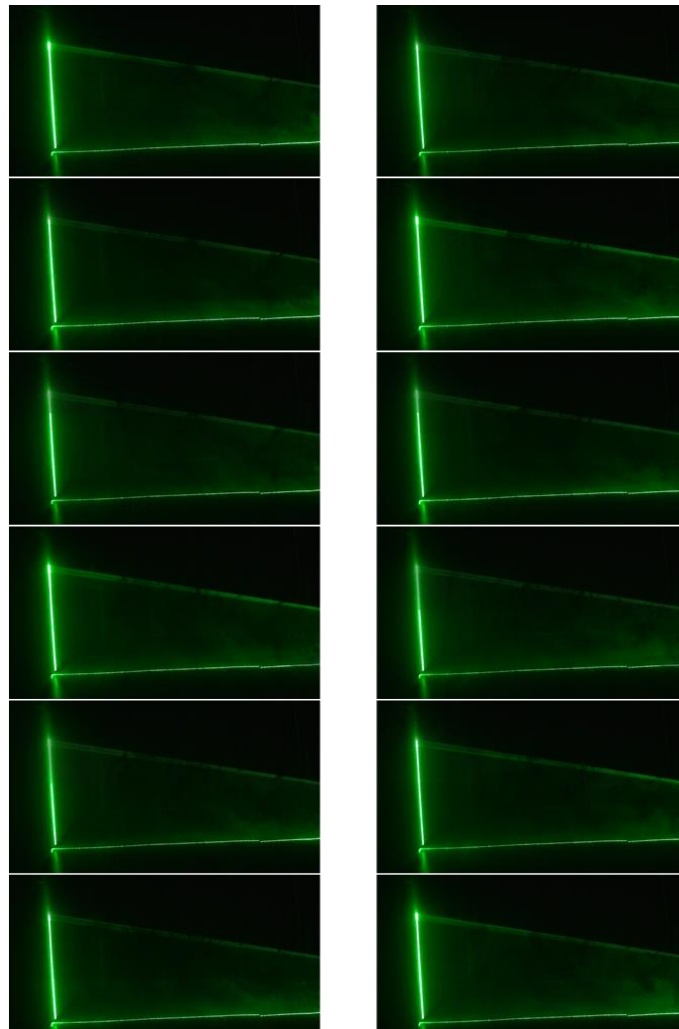
Figura 20. (a) Plano de visualização B e (b) Imagem de visualização de perfil de escoamento de ar na câmara no plano B.

De acordo com o observado na Figura 20 (b), pode-se verificar que o escoamento se desenvolve junto à superfície da parede até uma distância aproximada de 15 cm do pavimento onde começa a se afastar até alcançar o pavimento.

Na Figura 21 (a), pode ser observado o plano vertical **C**, posicionado junto ao chão de modo a visualizar-se o escoamento na região de impacto até uma determinada distância, enquanto que na Figura 21 (b) podem ser observadas algumas das imagens representativas do escoamento visualizado nesse plano.



(a)



(b)

Figura 21. (a) Plano de visualização C e (b) Imagem de visualização de perfil de escoamento de ar na câmara no plano C.

De acordo com o observado na Figura 21 (b), pode-se verificar que o escoamento se desenvolve junto à superfície do chão com a formação de turbilhões até atingir a região ocupada.

De modo geral os resultados experimental mostram que o escoamento apresenta três regiões distintas, nomeadamente, a região de jato livre, a região de impacto e a região de parede como referido por Awbi et al. [12], Chen et al. [15] e Loureiro et al. [16], respetivamente.

9 Simulação numérica

Nesta secção é apresentada a metodologia numérica usada para estudar as variáveis ambientais do conforto térmico (velocidade do ar, e temperatura do ar, humidade relativa do ar, temperatura média radiante, vestuário e atividade física), do risco de resfriamento, da qualidade do ar interior (concentração de dióxido de carbono) e são apresentados resultados de simulação de consumo de energia e índice de distribuição de ar (ADI).

9.1 Metodologia numérica

Na simulação numérica de escoamentos tridimensionais foi criada uma câmara virtual equipada com uma mesa quadrada e com 4 manequins virtuais sentados localizados em cada lado da mesa. Cada um dos manequins virtuais (ocupantes) usados na câmara virtual têm 1,70 m de altura e 70 kg de massa corporal.

Na simulação numérica de escoamentos tridimensionais a câmara virtual está equipada com um sistema de ventilação de jatos confluentes verticais de impacto com duas condutas horizontais localizadas junto ao teto e às paredes laterais e com um extrator de ar fixado numa conduta de extração colocada no centro do teto da sala (ver Figura 22). Na Figura 22 pode ser observado, a amarelo, o campo de velocidades à saída dos orifícios do sistema de jatos confluentes verticais de impacto.

As simulações numéricas foram efetuadas para as condições típicas de um dia de inverno e verão com temperaturas do ar de entrada de 20°C e 25°C, respetivamente, com humidade relativa do ar interior de 50% para ambos os casos. As temperaturas exteriores de projeto foram de 10°C e 30°C, respetivamente, para condições de inverno e de verão. Foi considerado um nível típico de vestuário de 0,5 clo para verão e 1 clo para inverno, com um nível típico de atividade de 1,2 met.

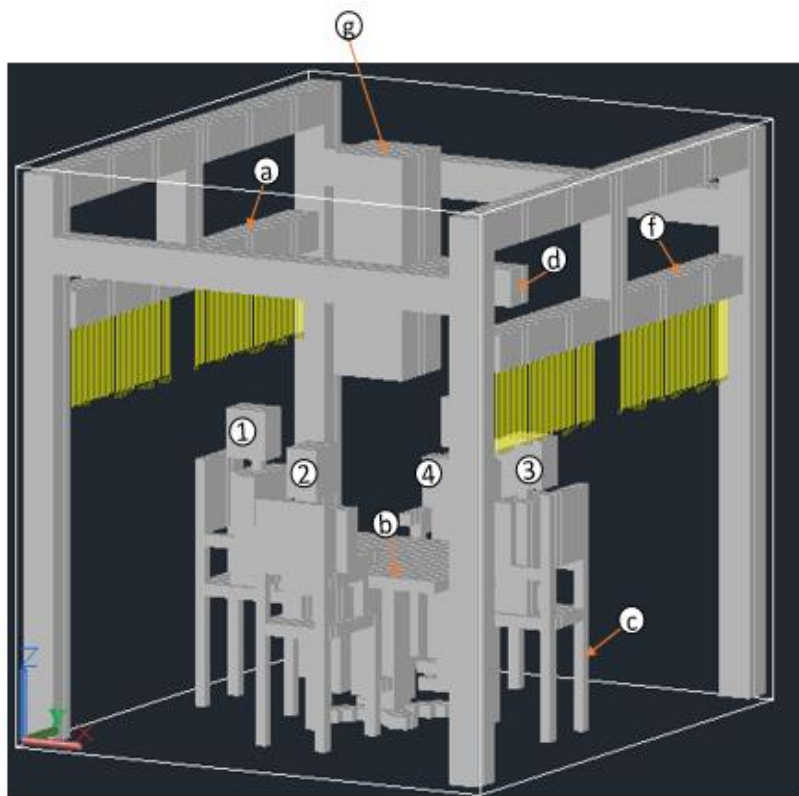


Figura 22. Câmara virtual utilizada no modelo numérico

A legenda da Figura 22 é a seguinte:

- As setas a cor amarela representam os jatos de ar insuflado na câmara;
- (1), (2), (3) e (4) são manequins;
- X, Y e Z são os eixos das coordenadas cartesianas;
- (a) e (f) são tubos de insuflação do ar (unidade terminal de ar);
- (b) e (c) são a mesa e a cadeira, respetivamente;
- (d) é o ponto de extração do ar (admissão do ar na câmara) e
- (g) é o extrator do ar.

A simulação numérica do sistema de ventilação com jatos verticais de impacto foi realizada com velocidade de insuflação do ar de 1,21 m/s e condições não uniformes do espaço. Esta velocidade do ar corresponde a velocidade média do ar medida a 5 cm a jusante da saída dos jatos.

A carga térmica a remover (arrefecimento) ou a adicionar (aquecimento) na câmara foi calculada tendo em consideração a componente sensível e latente da carga térmica do espaço. A componente sensível depende de todos os escoamentos de calor de origem interna e externa responsáveis pela variação do bolbo seco do ambiente interior e latente combina o efeito de

todos escoamentos de origem interna e externa que sejam responsáveis apenas por alterações no conteúdo da humidade interior.

Na Figura 23 são apresentados os planos verticais onde foram obtidos os resultados da simulação, nomeadamente: planos localizados a 1,20 m na direção X, a 0,70 m e a 1,35 na direção Y. Estes planos foram escolhidos para mostrar alguns aspetos principais desta simulação numérica, nomeadamente, o campo de velocidade, o campo da temperatura, o campo de risco de resfriamento e o nível de concentração de dióxido de carbono no espaço.

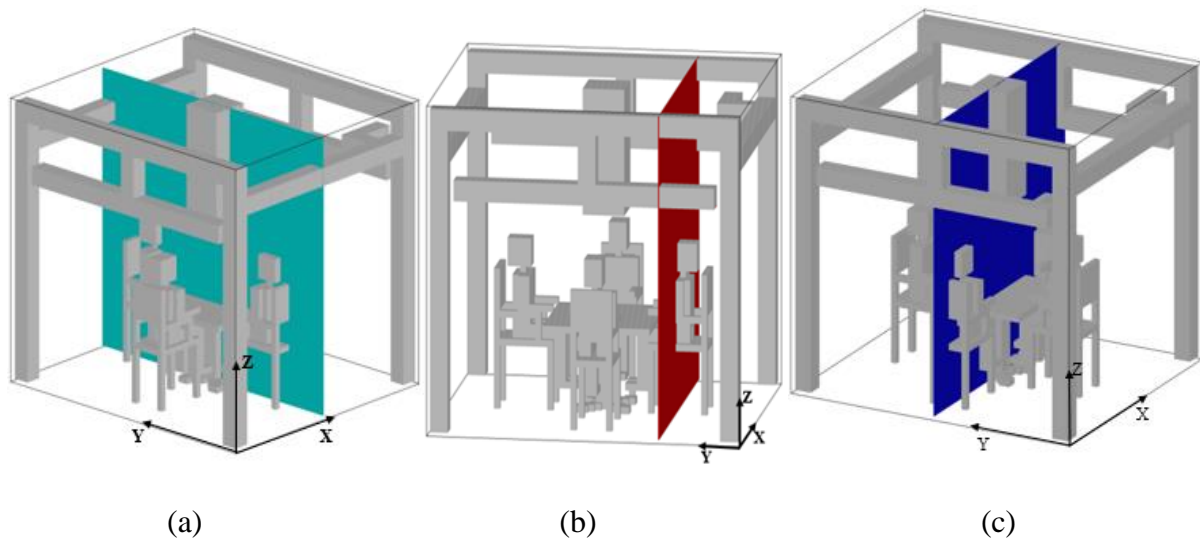


Figura 23. Planos utilizados na simulação numérica: a) vertical na direção X; b) vertical na direção Y; c) vertical na direção Y.

9.2 Análise e Discussão de resultados

Nesta secção são apresentados, analisados e discutidos os resultados da simulação numérica. São apresentados resultados de temperaturas das superfícies envolventes, de campos das variáveis ambientais, a distribuição das variáveis ambientais em torno dos ocupantes, o ADI em condições de verão e em condições de inverno com conduta de extração e potência consumida para o aquecimento (inverno) e arrefecimento (verão).

9.2.1 Temperaturas das superfícies envolventes

Na Tabela 6 são apresentados valores de temperaturas das superfícies envolventes (paredes, pavimento e teto) e a temperatura das superfícies interiores (condutas, mesas e cadeiras) da câmara virtual. Estes valores de temperaturas são calculados pelo modelo numérico de resposta

térmica do corpo humano e são usados como dados de entrada no modelo CFD para avaliar o campo de variáveis ambientais em torno dos ocupantes e o nível de qualidade do ar na zona de respiração.

Os resultados mostram que:

- A temperatura das superfícies interiores é maior no verão do que no inverno;
- As temperaturas das paredes são iguais para a situação de inverno e para a situação de verão; e
- As temperaturas do pavimento e do teto são maiores para a situação de verão do que para a situação de inverno.

Tabela 6. Temperaturas das superfícies envolventes da câmara para o inverno e para o verão.

| Superfícies | Temperaturas (°C) | |
|------------------------|--------------------------|-------|
| | Inverno | Verão |
| Superfícies interiores | 21,46 | 26,74 |
| Oeste | 20,14 | 27,20 |
| Este | 20,14 | 27,20 |
| Sul | 20,14 | 27,20 |
| Norte | 20,14 | 27,20 |
| Pavimento | 20,40 | 27,11 |
| Teto | 19,62 | 27,38 |

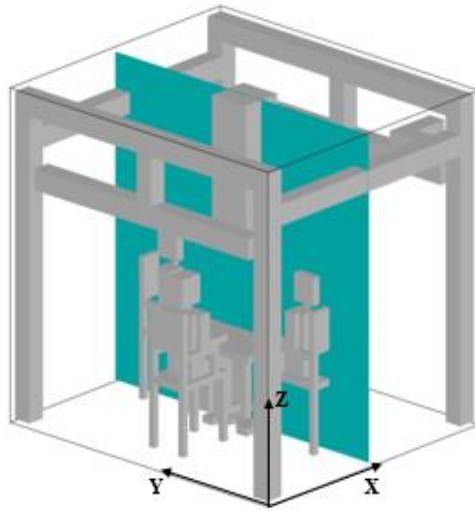
9.2.2 Campos das variáveis ambientais

Nesta secção são apresentados os campos de variáveis ambientais, nomeadamente: campos de velocidade do ar, de temperatura do ar e de concentração de dióxido de carbono na câmara e são apresentadas as respetivas conclusões.

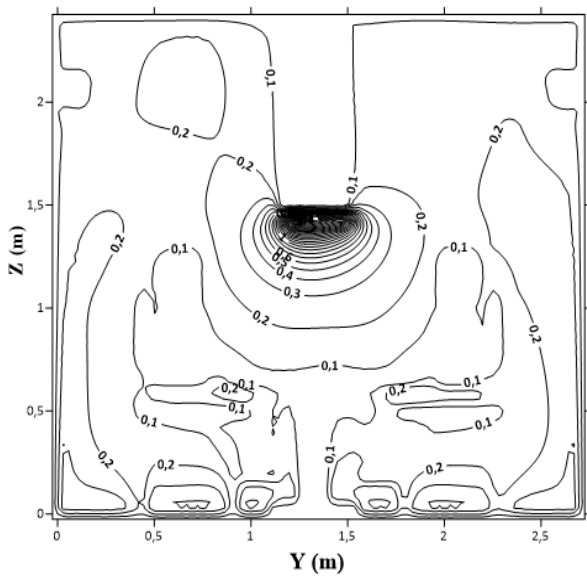
9.2.2.1 Velocidades de ar

Nas figuras 24, 25 e 26 são apresentados os planos X24 ($X = 1,2$ m), Y14 ($Y = 0,7$ m) e Y27 ($Y = 1,35$ m) calculados numericamente e respectivos campos de velocidades de ar em torno dos ocupantes para as situações de inverno (b) e verão (c). Os resultados mostram que:

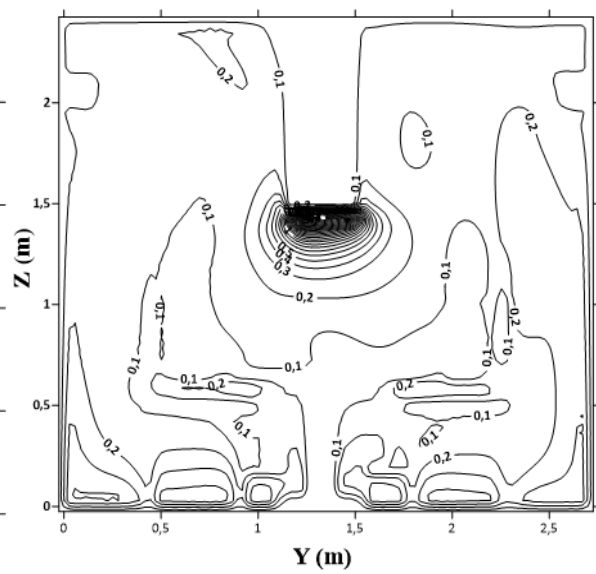
- Após a saída do jato de ar dos orifícios, os jatos percorrem uma distância como jatos livres e depois aderem à parede, o que lhes permite ter um maior alcance e reduzir a velocidade do ar;
- A velocidade do ar em torno dos ocupantes, em ambas condições de inverno e de verão é inferior a $0,25$ m/s, como recomendado pela norma ASHRAE 55-2010 [47]. As velocidades mais altas são verificadas nos pontos de insuflação e extração de ar como esperado.
- O sistema de ventilação de jatos confluentes verticais permite a remoção de calor e a remoção de contaminantes em torno dos ocupantes com baixa velocidade do ar;
- Os jatos de ar aderem a parede e percorrem até próximo do pavimento, como verificado nas imagens de ensaios de visualização.



(a)

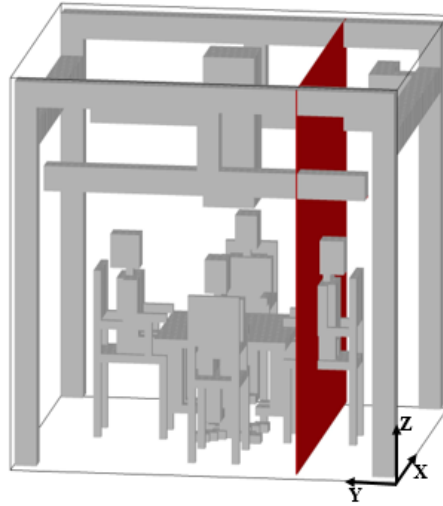


(b)

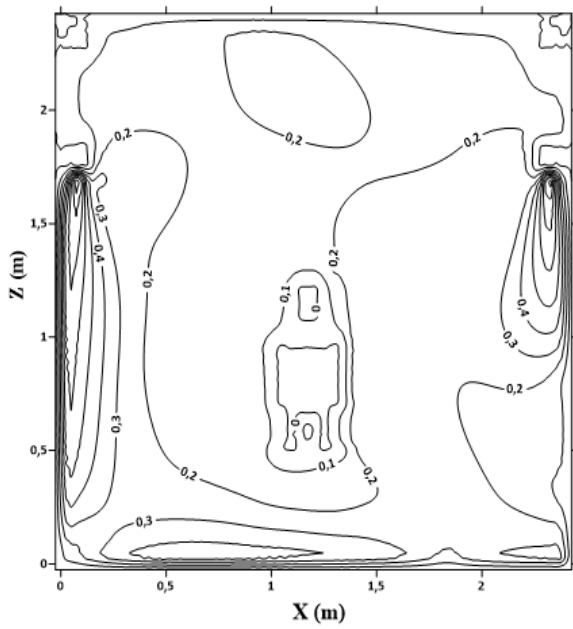


(c)

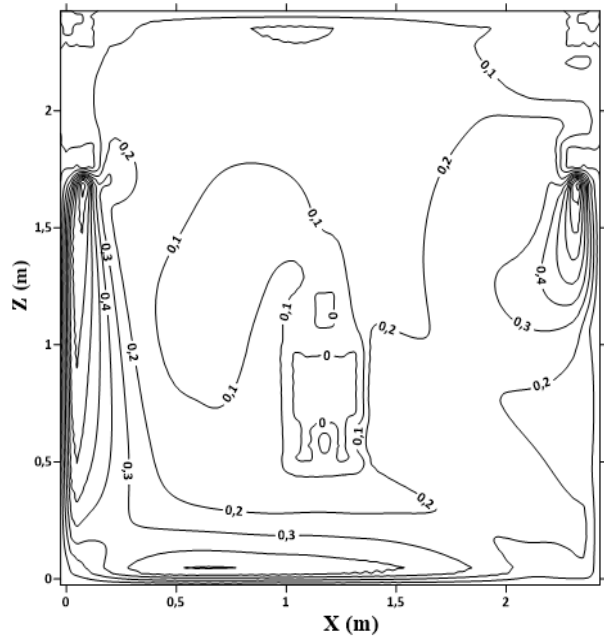
Figura 24. (a) Campo de velocidade do ar calculado numericamente no plano X24 ($X=1,20$ m) com velocidade de entrada de $1,21$ m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão.



(a)

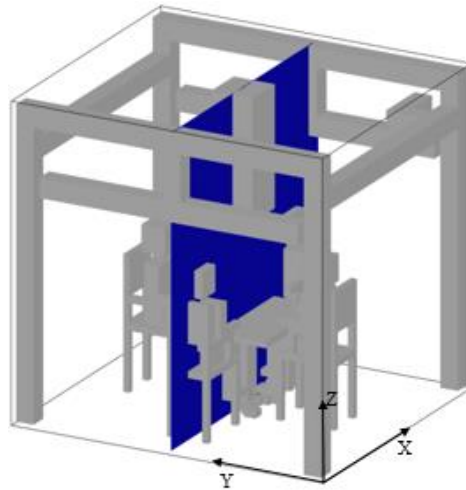


(b)

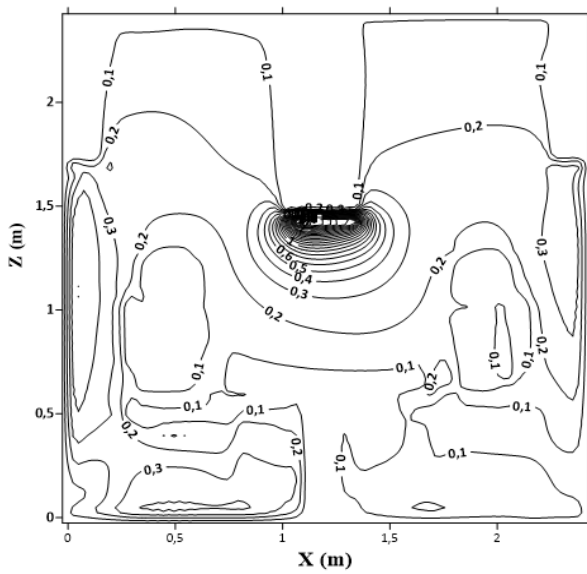


(c)

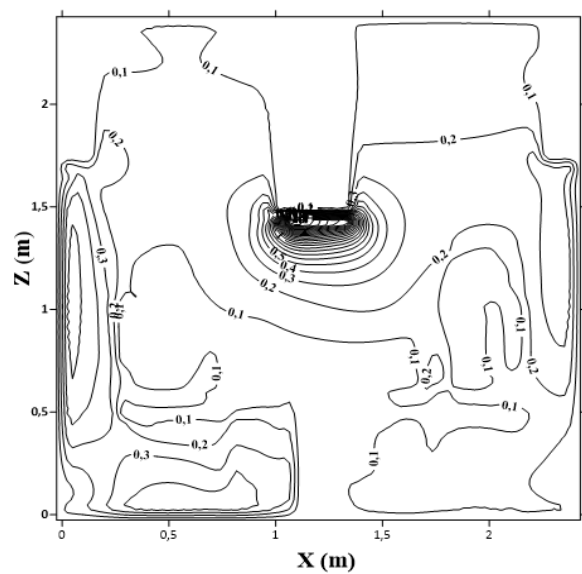
Figura 25. (a) Campo de velocidade do ar calculado numericamente no plano Y14 ($Y=0,7$ m) com velocidade de entrada de $1,21$ m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão.



(a)



(b)



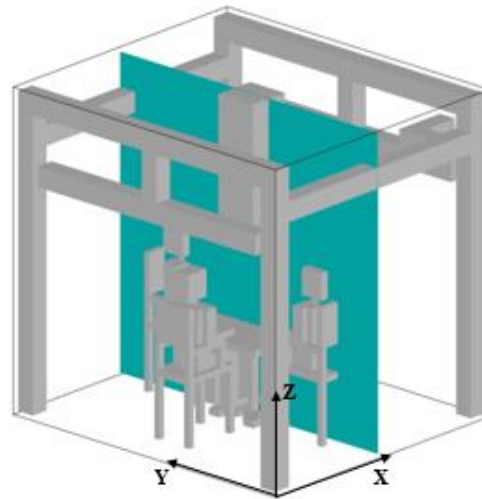
(c)

Figura 26. (a) Campo de velocidade do ar calculado numericamente no plano Y27 ($Y=1,35$ m) com velocidade de entrada de $1,21$ m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão.

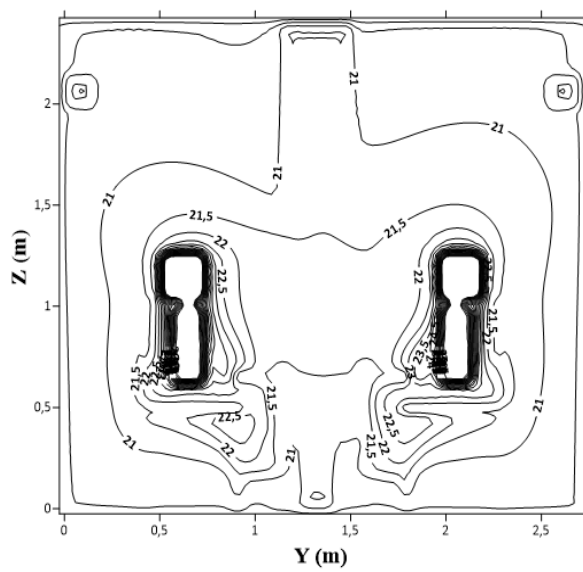
9.2.2.2 Temperatura do ar

Nas figuras 27, 28 e 29 são apresentados os campos da temperatura do ar em torno dos ocupantes nos planos $X = 1,20$ m, $Y = 0,70$ m e $Y = 1,35$ m, para a situação de verão e de inverno.

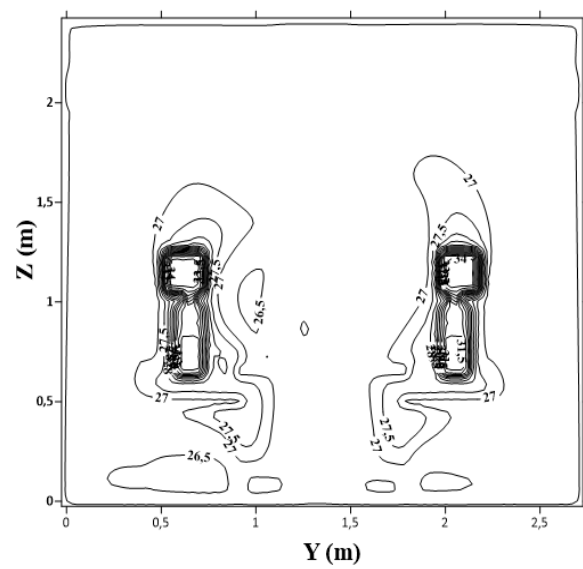
Os resultados mostram que: A temperatura do ar na sala em redor dos ocupantes é de 21,5°C aproximadamente para a situação de inverno e de 27,5°C aproximadamente para a situação de verão. Em ambas as condições, a distribuição da temperatura apresenta valores mais elevados na zona ocupada do que na zona não ocupada.



(a)

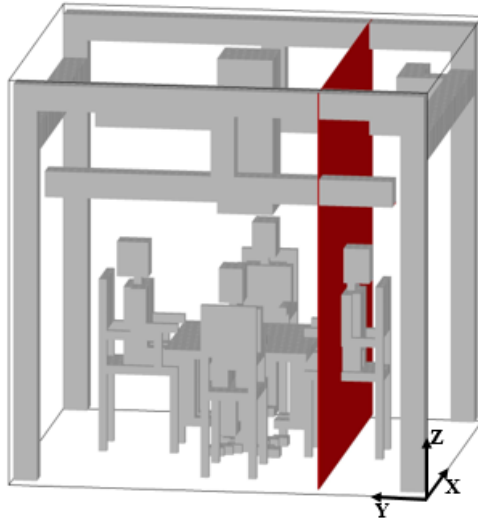


(b)

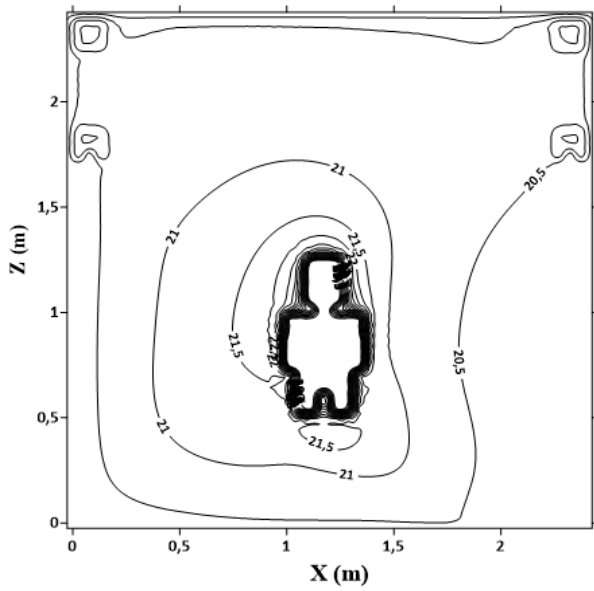


(c)

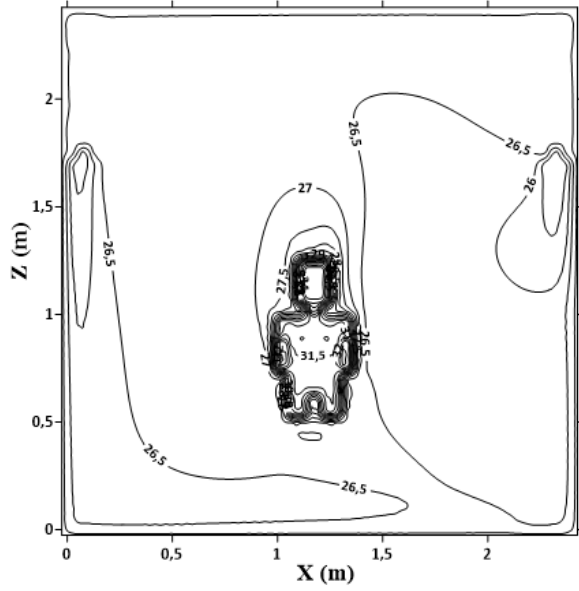
Figura 27. (a) Campo de temperatura do ar calculado numericamente no plano X24 ($X=1,20$ m) com velocidade de entrada de 1,21 m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão.



(a)

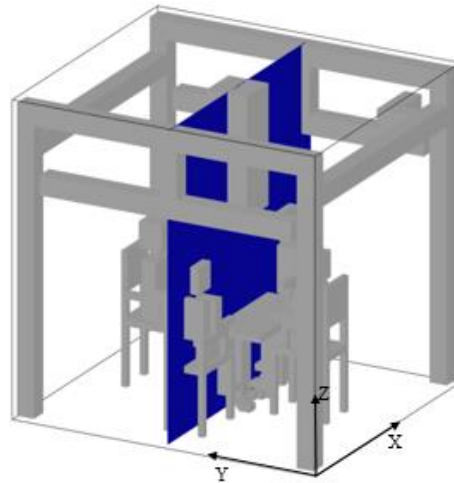


(b)

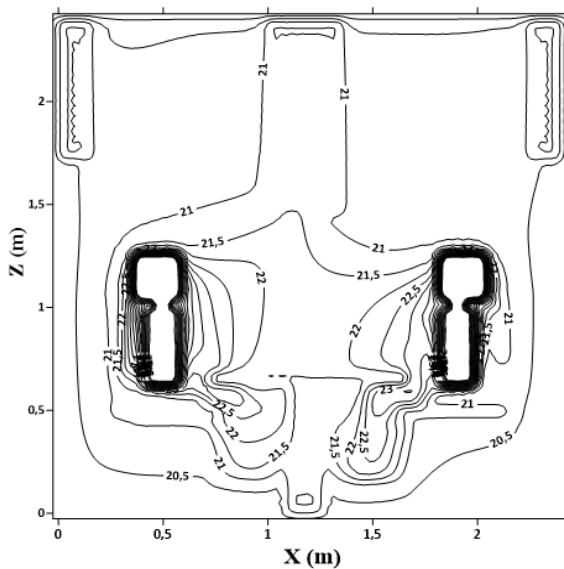


(c)

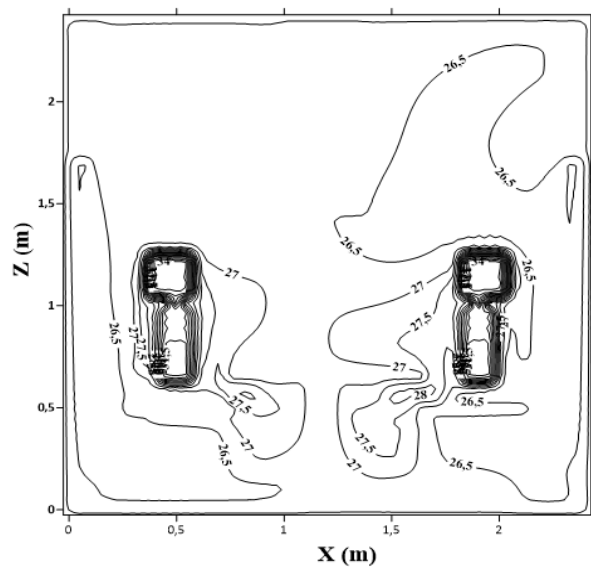
Figura 28. (a) Campo de temperatura do ar calculado numericamente no plano Y14 ($Y=0,7$ m) com velocidade de entrada de $1,21$ m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão.



(a)



(b)



(c)

Figura 29. (a) Campo de temperatura do ar calculado numericamente no plano Y27 ($Y=1,35$ m) com velocidade de entrada de $1,21$ m/s, (b) para o inverno e (c) para o verão.

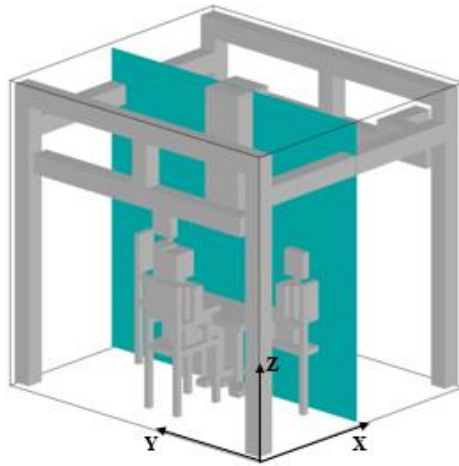
9.2.2.3 Concentração de dióxido de carbono

Nas figuras 30, 31 e 32 são apresentados os campos da concentração de dióxido de carbono em torno dos ocupantes nos planos $X = 1,20$ m, $Y = 0,70$ m e $Y = 1,35$ m, para a situação de verão e de inverno. Os resultados mostram que:

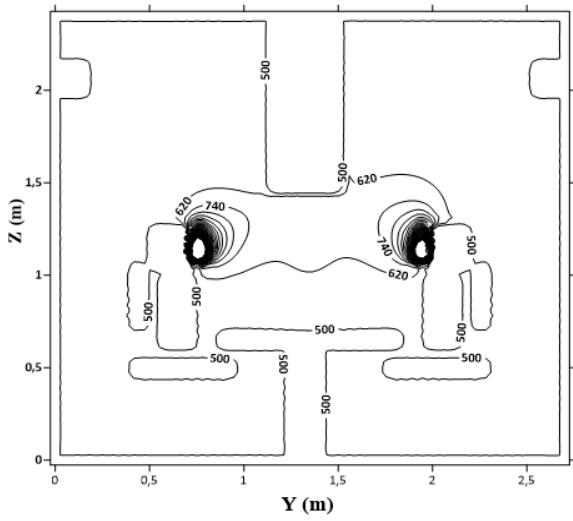
- Os valores da concentração de dióxido de carbono são mais elevados na zona de respiração para ambas situações, mas estão de acordo com as normas ASHRAE 62-2004 [4] e Portaria 353 - A/2013 [39], que consideram valores aceitáveis de concentração de

dióxido de carbono na zona da respiração abaixo de 1800 mg/m^3 e 2250 mg/m^3 , respectivamente;

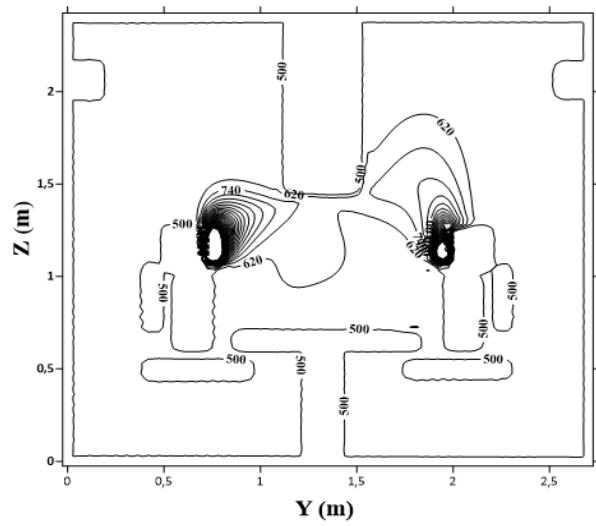
- A existência do sistema de exaustão mais próximo da zona ocupada permite que o ar seja expirado e direcionado, com contornos bem delineados, para a exaustão, reduzindo deste modo o nível de contaminantes presentes na sala como mostram as figuras 30, 31 e 32.
- A concentração de dióxido de carbono na zona de exaustão e de respiração dos ocupantes no espaço são diretamente influenciados pelo caudal volúmico de ar insuflado no espaço, sendo que o acréscimo do caudal volúmico de ar implica a redução de concentração de dióxido de carbono no espaço e consequentemente na zona de respiração.



(a)

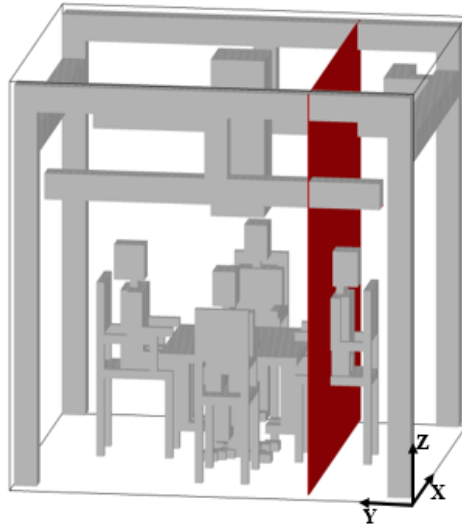


(b)

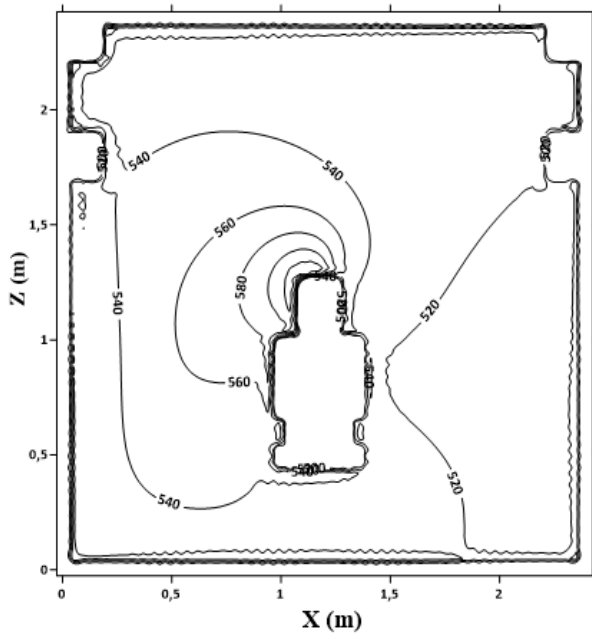


(c)

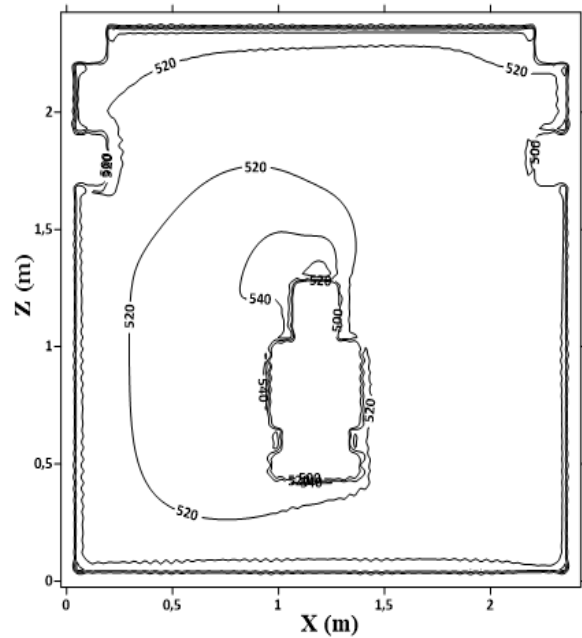
Figura 30. (a) Campo de concentração de dióxido de carbono na zona de respiração das pessoas calculado numericamente no plano X24 ($X=1,20$ m), considerando 500 mg/m³ de CO₂ na entrada, (b) para inverno e (c) para verão.



(a)

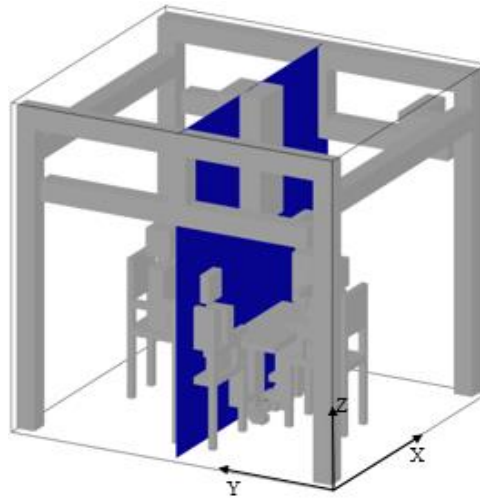


(b)

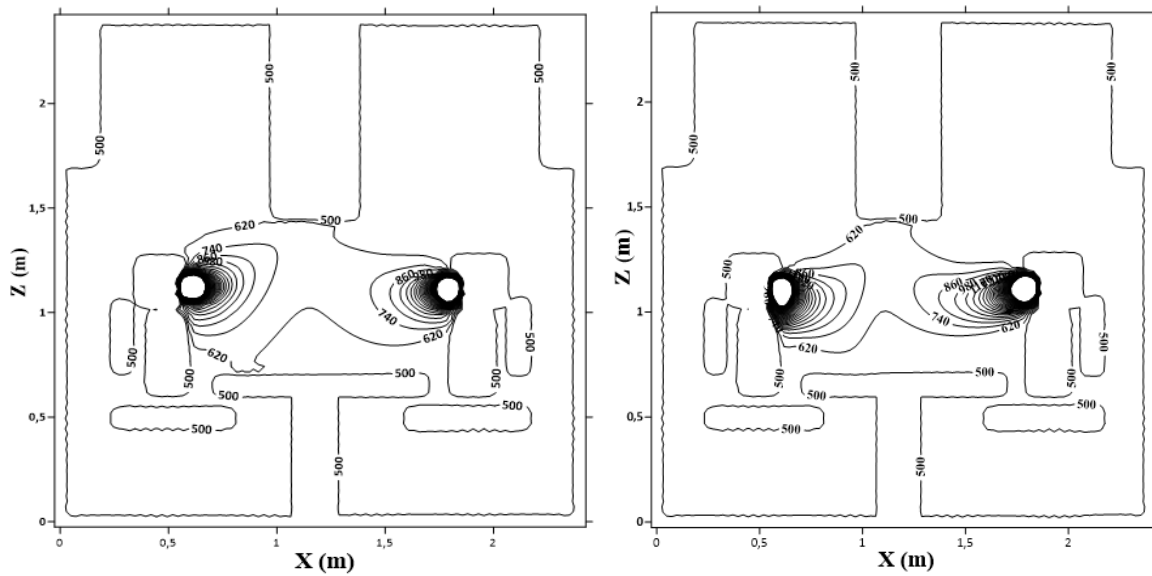


(c)

Figura 31. (a) Campo de concentração de dióxido de carbono na zona de respiração das pessoas calculado numericamente no plano Y14 ($Y = 0,7$ m), considerando 500 mg/m^3 de CO_2 na entrada, (b) para inverno e (c) para verão.



(a)



(b)

(c)

Figura 32. (a) Campo de concentração de dióxido de carbono na zona de respiração das pessoas calculado numericamente no plano Y27 ($Y=1,35$ m), considerando 500 mg/m³ de CO₂ na entrada, (b) para inverno e (c) para verão.

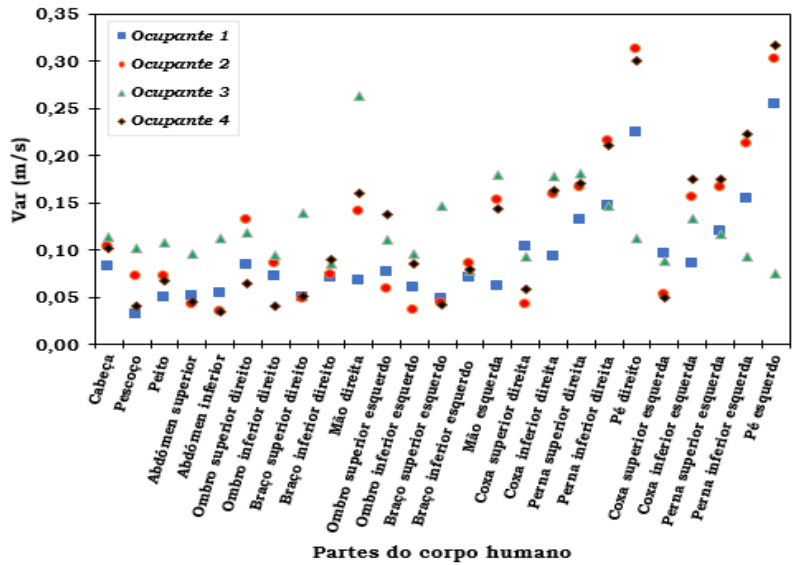
9.2.3 Distribuição das variáveis ambientais em torno dos ocupantes

Nesta seção são analisadas as variáveis ambientais de conforto térmico em torno dos ocupantes, levando em consideração as 25 partes do corpo humano.

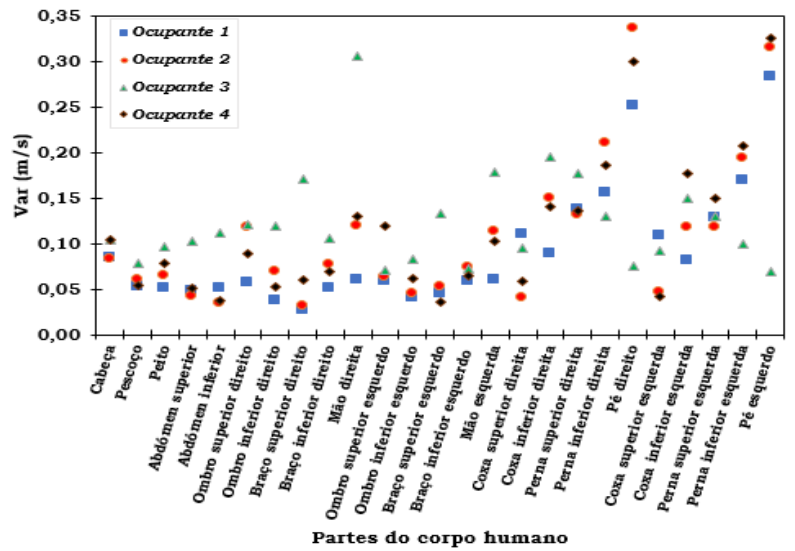
9.2.3.1 Velocidade do ar em torno dos ocupantes

Pode-se observar, na Figura 33 (a) e (b), as distribuições da velocidade do ar (Var) em torno dos ocupantes, para as condições de inverno e de verão, respetivamente. Os resultados mostram que:

- A distribuição da velocidade do ar em torno dos ocupantes, nas condições de inverno e de verão, é praticamente uniforme;
- As velocidades mais altas para ambas situações de inverno e de verão, respetivamente são verificadas nos membros inferiores, com valores na ordem de 0,34 m/s como resultado de valores mais elevados no chão.



(a)



(b)

Figura 33. Distribuição da velocidade do ar (Var) em torno dos ocupantes para as condições de (a) inverno e (b) verão.

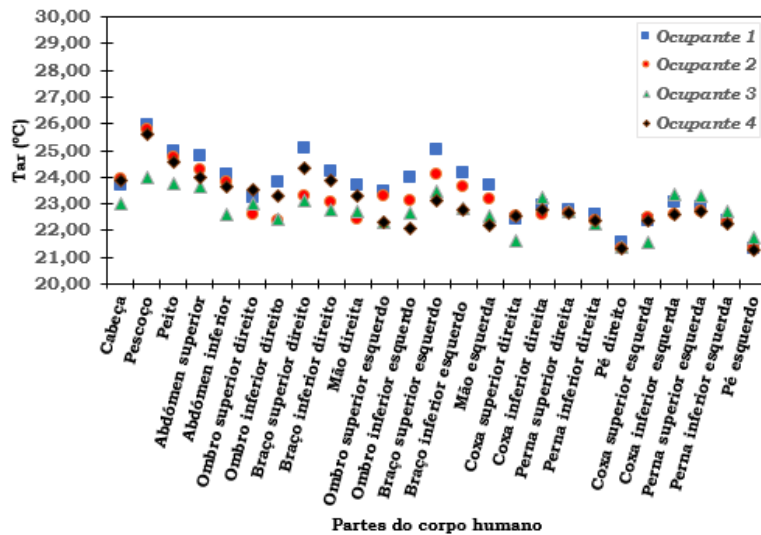
9.2.3.2 Temperatura do ar em torno dos ocupantes

Os valores da distribuição da temperatura do ar (T_{ar}) em torno do corpo dos ocupantes são apresentados na Figura 34(a) e (b) para as condições de inverno e de verão, respetivamente. Os resultados mostram que:

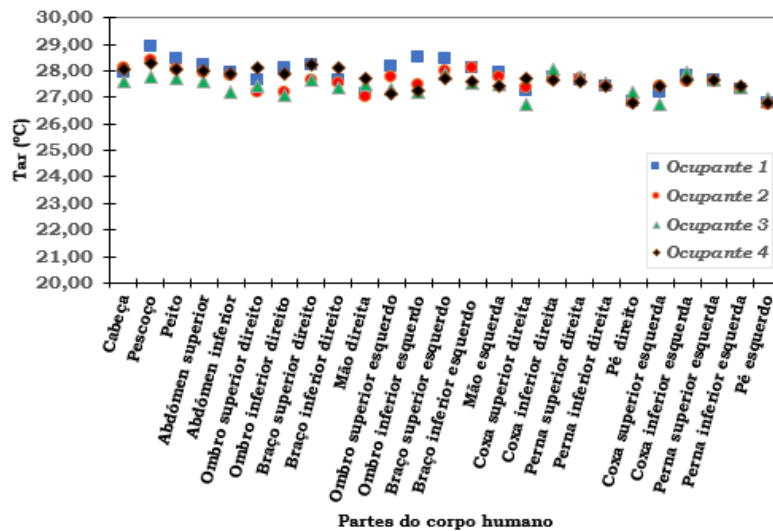
- A distribuição da temperatura do ar em redor dos ocupantes é, geralmente, uniforme para situação de verão, com valores à volta dos de 29°C, enquanto que para situação de

inverno, a temperatura do ar é maior nas secções superiores do que nas secções inferiores do corpo humano com gradientes que podem atingir os 4°C.

- Constata-se que, para a situação de inverno, o ocupante 1 apresenta maiores temperaturas do ar, principalmente na parte do pescoço e nas partes do membro superior esquerdo, e que o ocupante 3 apresenta menores valores de temperaturas do ar, principalmente na parte dos pés.



(a)



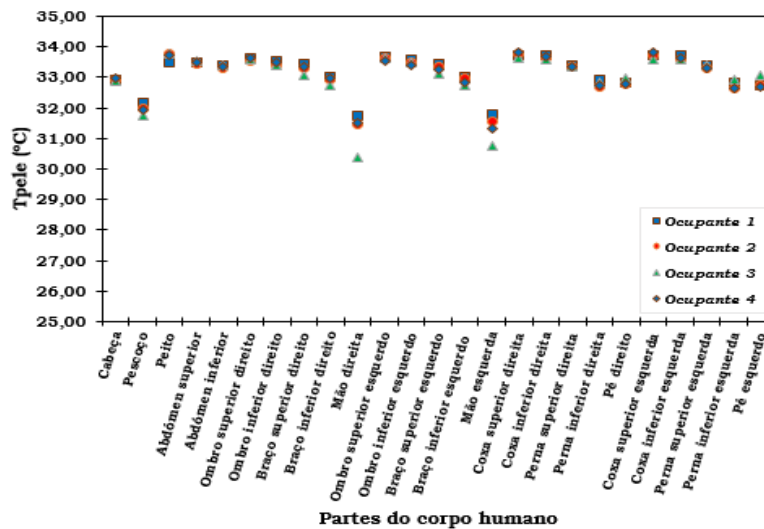
(b)

Figura 34. Gráficos de distribuição de temperatura ar em torno dos ocupantes. (a) para o inverno e (b) para o verão

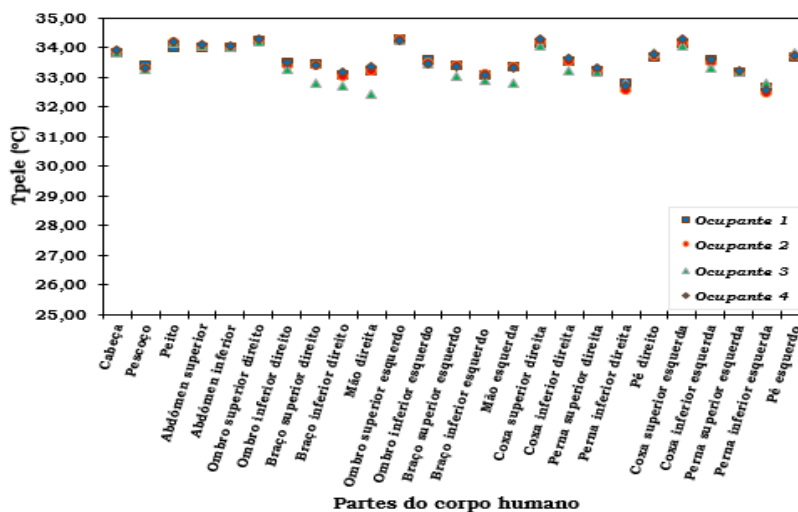
9.2.3.3 Temperatura da pele dos ocupantes

Os valores da distribuição da temperatura da pele (T_{pele}) dos ocupantes são apresentados na Figura 35(a) e (b) para as situações de inverno e de verão, respetivamente. Os resultados mostram que:

- A distribuição da temperatura do ar é mais alta na área vestida e é mais baixa na área não coberta do corpo (por exemplo, pescoço e mãos). A temperatura da pele na área descoberta dos ocupantes é menor em condições de inverno do que em condições de verão, mas na área coberta dos ocupantes é quase a mesma, quer em condições de inverno quer condições de verão, com valores entre os 33 e os 34°C.
- Pode-se observar também que as temperaturas da pele são mais baixas para condição de inverno (a) do que para a condição de verão (b).



(a)



(b)

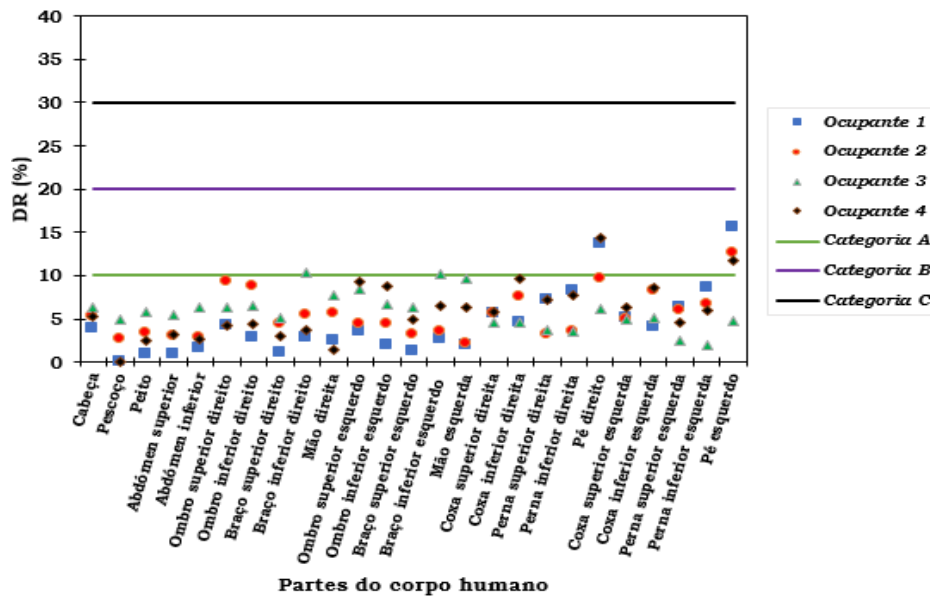
Figura 35. Gráficos de distribuição Temperatura da pele em torno dos ocupantes. (a) para inverno e (b) para verão

9.2.4 Risco de resfriamento em torno dos ocupantes

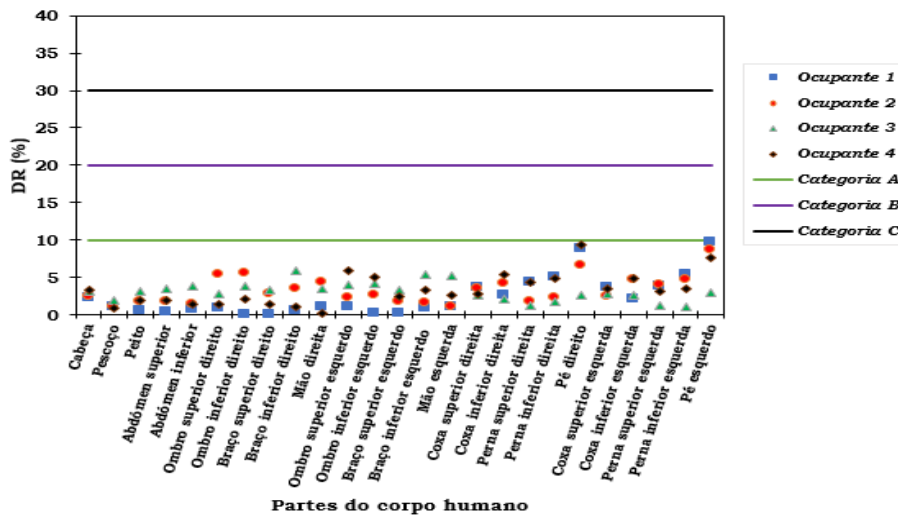
Na Figura 36(a) e b) são apresentadas a distribuição do risco de resfriamento (DR) em torno dos ocupantes, em condições de inverno e em condições de verão, respetivamente. Os resultados obtidos mostram que:

- A distribuição de DR em torno dos ocupantes é geralmente uniforme e é aceitável para todos os ocupantes de acordo com norma da ISO 7730 [31], para ambos os casos.

- O risco de resfriamento é maior para o caso de inverno do que para o caso de verão, por apresentar nalgumas partes do corpo (pés e secções inferiores das pernas) valores de nível de DR acima dos 10%.
- Segundo a classificação da norma ISSO 7730 [31] os ocupantes estão sujeitos a DR abaixo da categoria B tanto para a situação de inverno e com para a situação de verão.



(a)



(b)

Figura 36. Gráficos de distribuição de risco de resfriamento em torno dos ocupantes. (a) para inverno e (b) para verão

9.2.5 Índice de distribuição do ar – ADI

Nesta secção são apresentados os resultados do ADI para cada um dos ocupantes da câmara e são apresentadas as respetivas conclusões.

As tabelas 7 e 8 apresentam os resultados da eficiência para a remoção de calor (ϵ_t), a percentagem previsível de pessoas insatisfeitas com o conforto térmico (PPD), o número de conforto térmico (N_t), a concentração de dióxido de carbono na área da respiração, a eficiência para a remoção de contaminantes (ϵ_c), a percentagem de pessoas insatisfeitas com a qualidade do ar (PD), o número de qualidade de ar (N_c) e o ADI para as condições de inverno e de verão, respetivamente.

Os resultados obtidos a partir da simulação numérica, permite concluir que:

- A eficiência da remoção de calor é maior para a situação de verão do que para a situação de inverno;
- O valor da percentagem previsível de pessoas insatisfeitas para o conforto térmico é melhor para a situação de inverno, com valores dentro da categoria B da ISO 7730 [31], no entanto, na condições de verão, os ocupantes estão ligeiramente desconfortáveis porque o índice PPD está cima dos 15% (ver Tabela 8);
- Os valores do número de conforto térmico são melhores para a situação de inverno do que para a situação de verão;
- A eficiência na remoção de contaminantes e a concentração de dióxido de carbono na área da respiração em termos individuais apresenta resultados melhores na situação de verão do que na situação de inverno;
- Considerando toda câmara como a zona ocupada, em termos médios a eficiência na remoção de contaminantes e a concentração de dióxido de carbono no espaço tem valores muito próximos para ambas situações de inverno e de verão (ver as tabelas 7 e 8);
- O número da qualidade de ar interior é mais alto na situação de verão do que na situação de inverno;
- O índice de distribuição do ar para cada ocupante é ligeiramente melhor para a situação de inverno do que para a situação de verão;

Tabela 7. ADI para cada ocupante da câmara para a situação de inverno

| Ocupantes | 1 | 2 | 3 | 4 | Média |
|---|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Temperatura do ar na entrada (°C) | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Temperatura do ar na saída (°C) | 21,35 | 21,35 | 21,35 | 21,35 | 21,35 |
| Temperatura média do corpo (°C) | 23,78 | 23,47 | 22,95 | 23,40 | 23,40 |
| Eficiência de remoção de calor (%) | 35,68 | 38,82 | 45,69 | 39,72 | 39,98 |
| PPD (%) e (PMV) | 7,25 (0,33) | 8,41 (0,40) | 6,87 (0,30) | 9,17 (0,45) | 7,92 (0,37) |
| Número de conforto térmico | 4,92 | 4,61 | 6,65 | 4,33 | 5,13 |
| Concentração de dióxido de carbono na entrada (mg/m^3) | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| Concentração de dióxido de carbono na saída (mg/m^3) | 631,09 | 631,09 | 631,09 | 631,09 | 631,09 |
| Concentração de dióxido de carbono na zona de respiração (mg/m^3) | 1174,27 | 1254,41 | 756,18 | 1106,78 | 1072,91 |
| Eficiência de remoção de contaminantes (%) | 19,44 | 17,38 | 51,17 | 21,60 | 27,40 |
| PD (%) | 2,48 | 2,48 | 2,48 | 2,48 | 2,48 |
| Número de qualidade de ar | 7,85 | 7,02 | 20,66 | 8,72 | 11,06 |
| Índice de distribuição de ar (ADI) | 6,22 | 5,69 | 11,72 | 6,15 | 7,44 |

Tabela 8. ADI para cada ocupante da câmara para a situação de verão

| Ocupantes | 1 | 2 | 3 | 4 | Média |
|---|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Temperatura do ar na entrada (°C) | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Temperatura do ar na saída (°C) | 26,65 | 26,65 | 26,65 | 26,65 | 26,65 |
| Temperatura média do corpo (°C) | 27,93 | 27,72 | 27,48 | 27,77 | 27,73 |
| Eficiência de remoção de calor (%) | 56,35 | 60,68 | 66,74 | 59,62 | 60,85 |
| PPD (%) e (PMV) | 21,81 (0,89) | 22,83 (0,92) | 20,52 (0,86) | 23,71 (0,94) | 22,22 (0,90) |
| Número de conforto térmico | 2,58 | 2,66 | 3,25 | 2,51 | 2,75 |
| Concentração de dióxido de carbono na entrada (<i>mg/m³</i>) | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| Concentração de dióxido de carbono na saída (<i>mg/m³</i>) | 632,25 | 632,25 | 632,25 | 632,25 | 632,25 |
| Concentração de dióxido de carbono na zona de respiração (<i>mg/m³</i>) | 682,71 | 1954,27 | 679,28 | 855,20 | 1042,86 |
| Eficiência de remoção de contaminantes (%) | 72,38 | 9,09 | 73,77 | 37,23 | 48,12 |
| PD (%) | 2,48 | 2,48 | 2,48 | 2,48 | 2,48 |
| Número de qualidade de ar | 29,22 | 3,67 | 29,78 | 15,03 | 19,43 |
| Índice de distribuição de ar (ADI) | 8,69 | 3,12 | 9,84 | 6,15 | 6,95 |

Na Tabela 9 são apresentados valores de ADI segundo a posição dos ocupantes na câmara para de analisar o impacte do posicionamento dos ocupantes. Os resultados obtidos permitem concluir que:

- A eficiência de remoção de calor é maior no verão do que no inverno;
- O ADI em termos de valores médios, considerando a disposição dos ocupantes no espaço (ver Figura 22), é melhor para os ocupantes 1 e 3 no verão do que no inverno e para os ocupantes 2 e 4 o ADI é melhor no inverno do que no verão (ver Tabela 9);
- Os valores de ADI apresentados na Tabela 9 permitem ter uma perceção do impacte dos jatos em torno dos ocupantes, sendo mais benéfico em termos de conforto térmico e qualidade de ar interior para os ocupantes orientados na posição de insuflação dos jatos de ar na sala ou câmara.

Tabela 9. Valores médios de ADI segundo a posição dos ocupantes na câmara.

| Condições de estudo | Inverno | | Verão | |
|---|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | 1 e 3 | 2 e 4 | 1 e 3 | 2 e 4 |
| Ocupantes | | | | |
| Temperatura do ar na entrada (°C) | 20 | 20 | 25 | 25 |
| Temperatura do ar na saída (°C) | 21,35 | 21,35 | 26,65 | 26,65 |
| Temperatura média do corpo (°C) | 23,37 | 23,43 | 27,70 | 27,75 |
| Eficiência de remoção de calor (%) | 40,69 | 39,27 | 61,55 | 60,15 |
| PPD (%) | 7,06 | 8,79 | 21,16 | 23,27 |
| Número de conforto térmico | 5,79 | 4,47 | 2,92 | 2,59 |
| Concentração de dióxido de carbono na entrada (mg/m^3) | 500 | 500 | 500 | 500 |
| Concentração de dióxido de carbono na saída (mg/m^3) | 631,09 | 631,09 | 632,25 | 632,25 |
| Concentração de dióxido de carbono na zona de respiração (mg/m^3) | 965,22 | 1180,59 | 681,00 | 1404,73 |
| Eficiência de remoção de contaminantes (%) | 35,31 | 19,49 | 73,07 | 23,16 |
| PD (%) | 2,48 | 2,48 | 2,48 | 2,48 |
| Número de qualidade de ar | 14,25 | 7,87 | 29,50 | 9,35 |
| Índice de distribuição de ar (ADI) | 8,97 | 5,92 | 9,27 | 4,64 |

9.2.6 Potência consumida

Na Tabela 10 são apresentadas as potências consumidas na situação de inverno e na situação de verão. O sinal negativo na potência consumida para arrefecimento (verão) representa a potência térmica a remover no espaço (perda de calor) e sinal positivo na potência para aquecimento (inverno) representa a potência térmica adicionar no espaço (ganho de calor).

Os resultados mostraram que:

- A potência térmica é maior para a situação de inverno do que para a situação de verão;
- Tanto as potências térmicas de inverno como de verão são função das temperaturas de ar exteriores e interiores de projeto, assim como do caudal volúmico de ar a insuflar no espaço.

Os consumos de energia elétrica despendidos para o processo de aquecimento (inverno) e arrefecimento (verão) podem ser estimados, tendo o tempo de funcionamento do sistema AVAC e o EER (para o arrefecimento) ou COP (aquecimento).

A norma portuguesa Portaria n.º 349- B/2013 [48] apresenta requisitos mínimos de eficiência energética dos sistemas de ar condicionado, bombas de calor, etc em função da sua classificação pela certificação Eurovent. Portanto pode se consultar esta norma para escolha de EER/COP de projeto.

Tabela 10. Potência consumida para aquecimento (inverno) e arrefecimento (verão).

| Período | Potência Consumida (W) |
|----------------|-------------------------------|
| Inverno | 2372,79 |
| Verão | - 1178,95 |

10 Conclusão

O presente trabalho de carácter experimental e numérico foi desenvolvido no sentido de avaliar a utilização de sistemas de jatos confluentes verticais de impacto em sistemas AVAC na perspectiva de reduzir os custos de energia consumida associado a estes sistemas.

A parte numérica deste trabalho foi feita usando o modelo de simulação numérica de escoamento tridimensional acoplado ao modelo numérico de simulação de resposta térmica do corpo humano que permitiram avaliar os campos e distribuição das variáveis ambientais, assim como simular o consumo de energia associado aos períodos de aquecimento (inverno) e de arrefecimento (verão). Os ensaios experimentais realizados consistiram em ensaios da velocidade do ar na saída da conduta para a seleção do diâmetro da conduta e análise do perfil de velocidade e ensaios de visualização do escoamento no espaço da câmara experimental. A velocidade do ar obtida experimentalmente foi usada como dado de entrada no modelo de simulação.

As simulações numéricas foram efetuadas para as condições típicas de um dia de inverno e verão com temperaturas do ar de entrada de 20°C e 25°C, respetivamente, com humidade relativa do ar interior de 50% para ambos os casos. As temperaturas exteriores de projeto foram de 10°C e 30°C, respetivamente, para condições de inverno e de verão.

Analisou-se a eficiência do sistema de jatos confluentes verticais de impacto tendo em conta as variáveis ambientais de conforto térmico (velocidade do ar, temperatura do ar, humidade relativa, temperatura média radiante, vestuário e atividade física), de desconforto térmico local (risco de resfriamento) e da qualidade do ar interior (concentração de dióxido de carbono).

Os resultados dos ensaios de velocidade do ar a saída da conduta para a seleção do diâmetro da conduta mostraram que a velocidade dos jatos tende a ser uniforme nas saídas dos orifícios ao longo da conduta para diâmetros da conduta acima de 50 mm.

Os resultados dos ensaios de velocidade do ar a jusante da saída dos jatos mostraram que o valor da velocidade do ar diminui à medida que a distância aumenta e aumenta junto à parede em relação ao lado mais afastado da parede. O seu valor mais elevado ocorre na zona mais próxima do centro do jato e em frente dos orifícios, enquanto que o seu valor mais baixo ocorre na zona mais afastada do centro do jato.

Os resultados dos ensaios de visualização do escoamento permitem verificar, através de um plano transversal a conduta de insuflação de ar, que o escoamento, na saída dos orifícios dos jatos confluentes verticais, se aproxima da parede formando uma camada limite junto à sua

superfície. O escoamento segue junto à superfície até uma distância aproximada de 15 cm do pavimento onde começa a se afastar até alcançar o pavimento. Após o impacto com o chão, o escoamento desenvolve-se junto à sua superfície com formação de turbilhões.

O sistema de jatos confluentes verticais de impacto foi estudado numericamente em condições de verão e de inverno com conduta de extração. Os resultados obtidos permitem concluir que nas situações de inverno e de verão o sistema garante bons níveis de DR, de acordo com a categoria A [31], e um bom nível da qualidade de ar interior, com valores médios da concentração de dióxido de carbono ligeiramente acima dos 1000 mg/m³.

Na situação de inverno, o conforto térmico dos ocupantes é garantido, com valores dentro da categoria B [31]. Na situação de verão, os resultados obtidos mostraram que os ocupantes estão ligeiramente acima da categoria C [31], mas não se afastam significativamente da zona de conforto térmico. Os valores médios do ADI são iguais a 7,44 e 6,95 em condições de inverno e de verão, respetivamente.

A potência térmica a remover no espaço é mais alta no inverno do que no verão. Os resultados experimentais e numéricos de velocidade do ar usados para comparar os modelos numéricos mostraram uma boa concordância.

Estas análises permitem concluir que o sistema de ventilação de jatos confluentes verticais de impacto pode ser usado para ventilar espaços ocupados, como escritórios e salas de aulas.

11 Referências Bibliográficas

- [1] H. B. Awbi, “Ventilation,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 2, no. 1–2, pp. 157–188, 1998.
- [2] H. B. Awbi, “Ventilation for good indoor air quality and energy efficiency,” *Energy Procedia*, vol. 112, no. October 2016, pp. 277–286, 2017.
- [3] T. Karimipannah, H. B. Awbi, M. Sandberg, and C. Blomqvist, “Investigation of air quality , comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms,” vol. 42, pp. 647–655, 2007.
- [4] ANSI/ASHRAE Standard 62-2004, “for Acceptable See Appendix H for approval dates by the ASHRAE Board,” *Ashrae Stand.*, 2004.
- [5] Y. Cho, H. B. Awbi, and T. Karimipannah, “Theoretical and experimental investigation of wall confluent jets ventilation and comparison with wall displacement ventilation,” vol. 43, pp. 1091–1100, 2008.
- [6] H. Chen, B. Moshfegh, and M. Cehlin, “Computational investigation on the factors influencing thermal comfort for impinging jet ventilation,” *Build. Environ.*, vol. 66, pp. 29–41, 2013.
- [7] Ž. Lampret, G. Krese, V. Butala, and M. Prek, “Impact of airflow temperature fluctuations on the perception of draught,” *Energy Build.*, vol. 179, pp. 112–120, 2018.
- [8] H. Andersson, M. Cehlin, and B. Moshfegh, “Experimental and numerical investigations of a new ventilation supply device based on confluent jets,” *Build. Environ.*, vol. 137, no. November 2017, pp. 18–33, 2018.
- [9] S. K. Wang, *HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION*, 2nd ed. 2000.
- [10] G. Cao *et al.*, “A review of the performance of different ventilation and air flow distribution systems in buildings,” *Build. Environ.*, vol. 73, pp. 171–186, 2014.
- [11] W. J. N. Turner and H. B. Awbi, “Experimental investigation into the thermal performance of a residential hybrid ventilation system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 77, pp. 142–152, 2015.

- [12] T. Karimipannah and H. B. Awbi, "Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation," vol. 37, pp. 1329–1342, 2002.
- [13] X. Ye, H. Zhu, Y. Kang, and K. Zhong, "Heating energy consumption of impinging jet ventilation and mixing ventilation in large-height spaces: A comparison study," *Energy Build.*, vol. 130, pp. 697–708, 2016.
- [14] T. Kobayashi, K. Sugita, N. Umemiya, T. Kishimoto, and M. Sandberg, "Numerical investigation and accuracy verification of indoor environment for an impinging jet ventilated room using computational fluid dynamics," *Build. Environ.*, vol. 115, pp. 251–268, 2017.
- [15] H. J. Chen, B. Moshfegh, and M. Cehlin, "Numerical investigation of the flow behavior of an isothermal impinging jet in a room," *Build. Environ.*, vol. 49, pp. 154–166, 2012.
- [16] J. B. R. Loureiro and A. P. S. Freire, "International Journal of Heat and Mass Transfer Velocity and temperature profiles , wall shear stress and heat transfer coefficient of turbulent impinging jets," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 107, pp. 846–861, 2017.
- [17] M. Poreh, Y. G. Tsue, and J. E. Cermak, "Investigation of a Turbulent Radial Wall Jet," *Journal Appl. Mech.*, vol. 34, no. 2, p. 7, 1967.
- [18] D. J. Phares, S. Gregory T, and R. C. Flagan, "The wall shear stress produced by the normal impingement of a jet on a flat surface," *Journal Fluid Mech.*, vol. 418, pp. 351–375, 2000.
- [19] S. Yao, Y. Guo, N. Jiang, and J. Liu, "Experimental investigation of the flow behavior of an isothermal impinging jet in a closed cabin," *Build. Environ.*, vol. 84, pp. 238–250, 2015.
- [20] A. P. S. Freire and G. F. M. Franc, "Bubble plumes and the Coanda effect," vol. 28, pp. 1293–1310, 2002.
- [21] B. Wu, W. Cai, H. Chen, and K. Ji, "Experimental investigation on airflow pattern for active chilled beam system," *Energy Build.*, vol. 166, pp. 438–449, 2018.
- [22] X. Ye, Y. Kang, B. Zuo, and K. Zhong, "Study of factors affecting warm air spreading distance in impinging jet ventilation rooms using multiple regression analysis," *Build. Environ.*, vol. 120, pp. 1–12, 2017.

- [23] S. Haghshenaskashani and B. Sajadi, "Evaluation of thermal comfort , IAQ and energy consumption in an impinging jet ventilation (IJV) system with / without ceiling exhaust," *J. Build. Eng.*, vol. 18, no. February, pp. 142–153, 2018.
- [24] S. Janbakhsh and B. Moshfegh, "Experimental investigation of a ventilation system based on wall con fl uent jets," *Build. Environ.*, vol. 80, pp. 18–31, 2014.
- [25] S. Janbakhsh and B. Moshfegh, "Numerical study of a ventilation system based on wall confluent jets," pp. 846–861, 2014.
- [26] X. Ye, Y. Kang, X. Yang, and K. Zhong, "Temperature distribution and energy consumption in impinging jet and mixing ventilation heating rooms with intermittent cold outside air invasion," *Energy Build.*, vol. 158, pp. 1510–1522, 2018.
- [27] H. J. Chen, B. Moshfegh, and M. Cehlin, "Investigation on the flow and thermal behavior of impinging jet ventilation systems in an office with different heat loads," *Build. Environ.*, vol. 59, pp. 127–144, 2013.
- [28] B. Zuo, K. Zhong, and Y. Kang, "An experimental study on particle resuspension in a room with impinging jet ventilation," *Build. Environ.*, vol. 89, pp. 48–58, 2015.
- [29] L. Koufi, Z. Younsi, Y. Cherif, and H. Naji, "ScienceDirect ScienceDirect ScienceDirect Numerical investigation and analysis of indoor air quality in a room Assessing the feasibility of using the heat demand-outdoor based on impinging jet ventilation temperature function for a long-term," *Energy Procedia*, vol. 139, pp. 710–717, 2017.
- [30] A. S. 55, "ASHRAE STANDARD Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy," vol. 2010, 2010.
- [31] I. 7730, "Air distribution systems Cooling and heating systems Layout specifications for thermal comfort," 2013.
- [32] ASHRAE, *2001 ASHRAE Handbook Fundamentals*. 2001.
- [33] ASHRAE, *2009 ASHRAE Handbook Fundamentals*, vol. 30329, no. 404. 2009.
- [34] E. Z. E. Conceição and M. Manuela, "Heating , Ventilating and Air Conditioning Systems Control Based in the Predicted Mean Vote Index."

- [35] E. Z. E. Conceição, J. M. M. Gomes, and A. E. Ruano, “Application of HVAC Systems with Control Based on PMV Index in University Application of HVAC Systems with Control Based on PMV Index in University Buildings with Complex Topology,” *IFAC-PapersOnLine*, vol. 51, no. 10, pp. 20–25, 2018.
- [36] Y. Wang, Z. Lian, and L. Lan, “The effect of turbulence intensity on local skin temperature and subjective responses to draft,” *Energy Build.*, vol. 43, no. 10, pp. 2678–2683, 2011.
- [37] T. Arghand, T. Karimipannah, H. B. Awbi, M. Cehlin, U. Larsson, and E. Linden, “An experimental investigation of the flow and comfort parameters for under-floor, confluent jets and mixing ventilation systems in an open-plan office,” *Build. Environ.*, vol. 92, pp. 48–60, 2015.
- [38] B. Both, Z. Szánthó, and R. Goda, “Draught Comfort in a Slot-ventilated Room at various Inlet Aspect Ratios,” *Energy Procedia*, vol. 112, no. October 2016, pp. 352–359, 2017.
- [39] DRE, “Portaria n.º 353-A/2013,” no. 2, pp. 2–9, 2013.
- [40] E. Z. E. da Conceição, M. M. J. . Lúcio, and H. B. Awbi, “Comfort and airflow evaluation in spaces equipped with mixing ventilation and cold radiant floor,” vol. 3, pp. 51–67, 2013.
- [41] E. Z. E. da Conceição and C. I. M. Santiago, ““Virtual Airflow – 3D,”” 2014.
- [42] E. Z. E. da Conceição, M. M. J. R. Lúcio, J. M. M. Gomes, and M. I. L. Conceição, “Energy consumption and comfort evaluation in a desk equipped with multi-personalized ventilation system,” *WEENTECH Proc. Energy*, vol. 4, pp. 5–10, 2018.
- [43] Z. E. Conceição, P. Rosa, A. L. V. Custo, R. L. Andrade, and M. J. P. A. Meira, “Evaluation of comfort level in desks equipped with two personalized ventilation systems in slightly warm environments,” vol. 45, pp. 601–609, 2010.
- [44] E. Z. E. Conceição, J. M. M. Gomes, N. H. Antão, M. Manuela, and J. R. Lúcio, “Application of a developed adaptive model in the evaluation of thermal comfort in ventilated kindergarten occupied spaces,” *Build. Environ.*, vol. 50, pp. 190–201, 2012.
- [45] T. Karimipannah, H. B. Awbi, and B. Moshfegh, “The Air Distribution Index as an Indicator for Energy Consumption and Performance of Ventilation Systems,” *J. Human-Environment Syst.*, vol. 11, pp. 77–84, 2008.

- [46] S. & P, “Tabela Geral,” 2018. [Online]. Available: http://www.rodell.pt/upload/docs/Rodel/Tabelas/S&P_2018.pdf.
- [47] ASHRAE, “ASHRAE STANDARD: Thermal Environmental Conditions for occupancy,” p. 5, 2010.
- [48] DRE, “Portaria n.º349-B/2013,” in *Diário da República*, 2013, vol. 1ª Série, no. 18, pp. 6624-(18) a 6624-(29).