

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE BAURU
FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU**

CAIO AUGUSTO GARCIA RIBEIRO

**ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS EM AMBIENTES CONDICIONADOS
POR EVAPORADOR HI WALL**

Bauru

2018

CAIO AUGUSTO GARCIA RIBEIRO

**ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS EM AMBIENTES CONDICIONADOS
POR EVAPORADOR HI WALL**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Bauru, no programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, na Área de Fenômenos de Transporte, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon

Bauru

2018

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada para Seção Técnica de Aquisição e Tratamento de Informação/Serviço
Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP de Bauru

Ribeiro, Caio Augusto Garcia.

Estudo da distribuição de temperaturas em ambientes condicionados por evaporador hi wall/ Caio Augusto Garcia Ribeiro, 2018

82 f. : il.

Orientador: Vicente Luiz Scalon

Dissertação (Mestrado)- Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2018

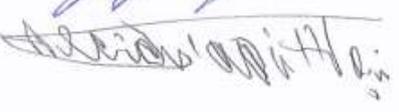
1. Mini Split. 2. Distribuição de temperatura. 3. CFD 4. OpenFOAM®. 5. Conforto Térmico I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE CAIO AUGUSTO GARCIA RIBEIRO, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 11 dias do mês de junho do ano de 2018, às 14:00 horas, no(a) Anfiteatro da Pós-graduação / FEB, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. ANTONIO LUIZ PACIFICO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Escola Politécnica - USP, Prof. Dr. ALCIDES PADILHA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de CAIO AUGUSTO GARCIA RIBEIRO, intitulada **ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS EM AMBIENTES CONDICIONADOS POR EVAPORADOR HI WALL**. Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO . Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON 

Prof. Dr. ANTONIO LUIZ PACIFICO 

Prof. Dr. ALCIDES PADILHA 

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família, Cauê, Catarina e Tati, que sempre me incentivaram e me alegraram, mesmo nos momento de maiores dificuldades e duvidas. E também aos meus pais que tornaram essa vontade de continuar estudando, seguindo a carreira científica, possível, me trazendo tranquilidade no caminho.

Agradeço a meu orientador Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon, por acreditar nas minhas ideias e me mostrar um novo jeito de ensinar e aprender, mostrando sempre um caminho, nunca deixando as cegas.

Agradeço também aos meus colegas de pós-graduação que sempre se dispuseram a tirar dúvidas, mesmo que as mais simples. Agradeço também aos colegas que conheci durante minha experiência profissional ,que contribuíram para que este trabalho fosse mais próximo da realidade de projetos de HVAC, em especial Andrei Nesteruk e Vagner Oliveira.

Finalmente, agradeço as instituições UNESP, por mais uma vez ter me acolhido como estudante e fornecido o espaço para a realização desta pesquisa, e à CAPES pela ajuda financeira.

RESUMO

O ar-condicionado tem-se tornado um dos grandes responsáveis pelo aumento da demanda de energia elétrica no Brasil e no mundo, pois com o desenvolvimento econômico combinado a redução de preço dos equipamentos de ar-condicionados, mais residências e comércios os utilizam em busca de conforto térmico. Mas o uso pode acarretar em um aumento considerável na conta de energia, já que o ar-condicionado é o aparelho doméstico com alto consumo de energia. A solução imediata apontada por Sivak (2009) e Shan et al. (2013) para que o crescimento do uso de ar-condicionado não provoque uma crise energética no mundo seria desenvolver aparelhos com a mesma qualidade de refrigeração dos atuais, mas que consumiriam bem menos energia. O aparelho mais utilizado em residências, pequenos comércios e escritórios, é o split system, com o evaporador do tipo Hi-wall, equipamento que tem algumas limitações em relação a sua distribuição de ar, que provoca bolsões de ar quente e frio no mesmo ambiente, além de provocar desconfortos localizados. O controle desse evaporador é baseado na temperatura de retorno, ou seja, se a temperatura no retorno não atingir a temperatura estabelecida o mesmo opera em sua potência máxima por um tempo maior que o necessário, desperdiçando assim energia elétrica, ou a temperatura pode ser alcançada antes no retorno do que no ambiente, provocando assim desconforto térmico por mais tempo. Assim, será proposta neste trabalho uma solução numérica, utilizando um código CFD, a partir das equações diferenciais de energia combinada com as equações de Navier–Stokes, em um modelo turbulento semi empírico k-epsilon de duas equações, considerando as três dimensões. Partindo de um caso padrão foram outros 11 casos alterando a altura do evaporador e o ângulo de insuflamento. Com os resultados pôde-se avaliar qual dos 11 casos foi mais eficiente do ponto de vista energético o qual produz melhor conforto térmico, para assim avaliar melhorias que podem ser aplicadas no evaporador hi-wall.

PALAVRAS-CHAVE: Mini Split, Distribuição de Temperatura, CFD, OpenFoam, Conforto Térmico

ABSTRACT

Air conditioning has become one of the main factors responsible for the increase in the electric demand in Brazil and in the world, since with economic development combined with the price reduction of air conditioning equipment, more residences and businesses use them to reach thermal comfort. But the use can lead to a considerable increase in the energy bill, since air conditioning is the household appliance with a high energy consumption. The immediate solution pointed out by Sivak (2009) and Shah et al. (2013), so that the growth of the use of air conditioning does not cause an energy crisis in the world, would be to develop devices with the same quality of refrigeration of the present, but that would consume much less energy. The most commonly devices used in residence, small shops and offices, are Split System, whit a high wall as internal unit, this evaporator has some limitations in the air distribution, which causes hot and cold zones in the same environment, as well as causing localized discomfort. The evaporator control is based on the return temperature, so if the return temperature does not reach the set temperature, the Air Conditioner will operate at its maximum power for a time longer than necessary, thus wasting electrical energy or the set temperature can be reached before in the evaporator than in the environment, thus causing thermal discomfort for longer. Thus, a numerical solution, using a CFD code, will be proposed using the energy-difference equations combined with the Navier-Stokes equations, considering a turbulent flow based in a semi-empirical k-epsilon turbulent model of two equations, considering the three dimensions. And using a model as standard, another 11 models were simulated by changing the height of the evaporator and the angle of inflation. With the results, it can be evaluated which of the 12 cases is more energy efficient and which causes better thermal comfort. And than identify improvements that can be applied in hi-wall units.

KEYWORDS: Split System, Temperature distribution, CFD, OpenFOAM®, Thermal comfort.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	
LISTA DE TABELAS.....	
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 OBJETIVO.....	5
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
3 CONFORTO TÉRMICO.....	16
4 METODOLOGIA.....	19
4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	24
4.2 OPENFOAM.....	26
4.2.1 SNAPPYHEXMESH.....	27
4.3 ESCOLHA DA MALHA.....	29
5 RESULTADOS.....	33
5.1 CASO PADRÃO.....	35
5.2 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DA EVAPORADORA.....	37
5.2.1 EVAPORADORA H = 0,4 M.....	37
5.2.2 EVAPORADORA H = 0,6 M.....	39
5.2.3 EVAPORADORA LATERAL L=1,0 M.....	41
5.3 ANÁLISE DO ÂNGULO DE INSUFLAMENTO.....	43
5.3.1 ÂNGULO $\theta=0^\circ$	43
5.3.2 ÂNGULO $\theta=30^\circ$	45
5.3.3 ÂNGULO $\theta=60^\circ$	48
5.3.4 ÂNGULO VARIÁVEL (SWING).....	50
5.4 ANÁLISE DA ORIENTAÇÃO DA EVAPORADORA.....	52
5.4.1 PAREDE FRONTAL E TRASEIRA AO EVAPORADOR COMO FRONTEIRA.....	52
5.5 ANÁLISES DIVERSAS.....	54
5.5.1 U=1,5 M/S E TINLET= 12°C.....	54
5.5.2 SUPERFÍCIES FRONTEIRAS SEM ISOLAMENTO.....	56
5.6 TEMPERATURA DE RETORNO.....	57
6 CONCLUSÕES.....	61
REFERÊNCIAS - ALFABETICAMENTE.....	63
ANEXO A.....	67
ANEXO B – CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	68

ANEXO C – ÂNGULO SWING.....	69
-----------------------------	----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Curva de carga brasileira- fonte ONS.....	1
Figura 2:Desempenho Convencional- Fonte site Frigerlar.....	2
Figura 3:Desempenho Inverter - Fonte site Frigerlar.....	2
Figura 4: Tipos de Evaporadores - (a) Hi-wall - (b) Piso Teto - (c) Cassete - (d) Quatro lados -.....	4
Figura 5: Resumo de desempenho de modelos turbulentos - Qingyan (Yan) Chen-2007.....	15
Figura 6: Modelo Sala com evaporador Hi-Wall.....	19
Figura 7: Fluxograma do Algoritmo SIMPLE – Adaptado por Gonçalves (2016).....	21
Figura 8: Fluxograma do Algoritmo PISO - Adaptado por Gonçalves (2016).....	22
Figura 9: Constantes do modelo turbulento k-epsilon.....	23
Figura 10: Esquema das condições de contorno utilizadas na sala.....	24
Figura 11: Detalhe evaporador.....	29
Figura 12: Malha 1.....	29
Figura 13: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 1.....	29
Figura 14: Malha 2.....	30
Figura 15: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 2.....	30
Figura 16: Malha 3.....	30
Figura 17: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 3.....	30
Figura 18: Malha 4.....	30
Figura 19: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 4.....	30
Figura 20: Gráfico Temperatura no Retorno x Tempo - Simulação usando o algoritmo buoyantPimpleFoam.....	32
Figura 21: Gráfico Temperatura no Retorno x Tempo - Simulação usando o algoritmo buoyantSimpleFoam Aprimorado.....	32
Figura 22: Plano Y-Z.....	34
Figura 23: Plano X-Y.....	34
Figura 24: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - caso padrão.....	35
Figura 25: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - caso padrão.....	35
Figura 26: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - caso padrão.....	36
Figura 27: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - caso padrão.....	37

Figura 28: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X – Evap. H=0,4 m.....	38
Figura 29: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X – Evap. H=0,4 m.....	38
Figura 30: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z – Evap. H=0,4 m.....	39
Figura 31: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X – Evap. H=0,6 m.....	39
Figura 32: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z – Evap. H=0,6 m.....	40
Figura 33: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - Evaporador H=0,6 m.....	40
Figura 34: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X – Evap. H=0,6 m.....	41
Figura 35: Gráfico – Temp. X Posição Eixo X – Evap.Lateral L=1,0 m.....	41
Figura 36: Gráfico – Temp. X Posição Eixo Z – Evap. Lateral L=1,0 m.....	42
Figura 37: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X – Evap. Lateral L=1,0 m.....	42
Figura 38: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - Evaporador Lateral L=1,0 m.....	43
Figura 39: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - ângulo 0°.....	43
Figura 40: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - ângulo 0°.....	44
Figura 41: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - ângulo 0°.....	44
Figura 42: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - ângulo 0°.....	45
Figura 43: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - ângulo 30°.....	46
Figura 44: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z -- ângulo 30°.....	46
Figura 45: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - ângulo 30°.....	47
Figura 46: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - ângulo 30°.....	47
Figura 47: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - ângulo 60°.....	48
Figura 48: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - ângulo 60°.....	48
Figura 49: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - ângulo 60°.....	49
Figura 50: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - ângulo 60°.....	49
Figura 51: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Swing.....	50
Figura 52: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - Swing.....	50
Figura 53: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - Swing.....	51
Figura 54: Campo de velocidades - Swing.....	51
Figura 55: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Parede Frontal.....	52
Figura 56: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - Parede Frontal.....	52
Figura 57: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Parede Traseira.....	53
Figura 58: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - Parede Traseira.....	53
Figura 59: Gráfico – Temp. X Posição Eixo X - U=1,5 m/s e Tinlet= 12°C.....	54
Figura 60: Gráfico – Temp. X Posição Eixo Z - U=1,5 m/s e Tinlet= 12°C.....	54
Figura 61: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - U=1,5 m/s e Tinlet= 12°C.....	55

Figura 62: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - $U=1,5$ m/s e $T_{inlet}= 12^{\circ}C$	55
Figura 63:Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Superfícies Fronteiras sem isolamento.....	56
Figura 64: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - Superfícies Fronteiras sem isolamento.....	56
Figura 65: Comparação Temperatura de Retorno – Posição da Evaporadora.....	58
Figura 66: Comparação Temperatura de Retorno – ângulo de insuflamento.....	59
Figura 67: Comparação Temperatura de Retorno – Orientação do evaporador, Paredes sem isolamento e Mudança variáveis de insuflamento.....	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Possíveis Melhorias indicadas por Shah et al. (2013).....	5
Tabela 2: Métodos recomendados de simplificação de difusores - adaptado Srebric, J. (2002).....	12
Tabela 3: Temperatura e velocidade - NBR 16401-2.....	18
Tabela 4: Superfícies e Descrições.....	24
Tabela 5: Condições de Contorno e Iniciais.....	25
Tabela 6: Condições de contorno - caso padrão.....	25
Tabela 7: Variáveis de interesse - snappyHexMesh.....	28
Tabela 8: Procedimento de geração da malha – snappyHexMesh.....	28
Tabela 9: Definições das diferentes malhas.....	29
Tabela 10: Tempo Computacional por malha.....	31
Tabela 11: Fator de relaxamento inicial e final.....	31
Tabela 12: Simulações - Modificação em relação ao caso padrão.....	33
Tabela 13: Divisão do gráficos de temperatura de retorno.....	57

LISTA DE SIMBOLOS

SÍMBOLOS ROMANOS

g: Aceleração da Gravidade [m/s^2];

h: Coeficiente de Convectivo [$W/m^2.K$];

k: Energia Cinética Turbulenta; [J/kg]

m: Vazão Mássica [kg/s];

p: Pressão [Pa];

\dot{q} : Taxa de Calor Gerado [W]

q: Fluxo de Calor de condução [$W/m^2.K$];

S_{ij} : Tensor de deformações;

T: Temperatura [K];

T_i : Temperatura Inicial [K];

T_∞ : Temperatura do Meio Externo [K];

t: Tempo [s];

u: fluxo de velocidades [m/s]

U: Coeficiente Global [$W/m^2.K$];

v: velocidade do fluxo do escoamento [m/s]

SÍMBOLOS GREGOS

ε : Taxa de dissipação viscosa da energia cinética turbulenta [$J/kg.s$]

μ : Viscosidade Dinâmica [$N.s/m^2$];

μ_t : Viscosidade Turbulenta [m^2/s];

ν : Viscosidade Cinemática [m^2/s];

ρ : Massa Específica [kg/m^3];

τ : Tensor de tensões de Reynolds;

Φ : Taxa de dissipação viscosa;

OPERADORES MATEMÁTICOS

$\frac{\partial}{\partial t}$: Derivada Parcial em relação a t

$\nabla \cdot ()$: Divergente de $()$

$\nabla ()$: Vetor gradiente de $()$

1 INTRODUÇÃO

Com o desenvolvimento econômico combinado a redução de preço dos equipamentos de ar-condicionados, mais residências e comércios buscam o conforto térmico. Assim o ar-condicionado tem-se tornado um dos grandes responsáveis pelo aumento da demanda de energia elétrica no Brasil e no mundo.

O consumo residencial, setor que representa aproximadamente 37% do consumo total de energia elétrica no Brasil, utiliza 20 % desse total, para o ar-condicionado, ELETROBRÁS (2007b). Já os consumidores comerciais respondem por cerca de 24% do consumo de energia elétrica, sendo esse consumo devido ao ar-condicionado, iluminação e outros com os sistemas de condicionamento de ar respondem por até 47% do consumo final de energia, Pessoa e Ghisi (2015).

Esses setores são responsáveis pela mudança na curva de carga brasileira, indicada no relatório da ONS (2016), para justificar a implantação do horário de verão. A Figura 1 mostra que a curva de carga, de meia em meia hora, com o horário de ponta ocorrendo entre 14h e 17h, e não mais entre 17h e 20h. Essa mudança é principalmente justificada pela utilização do ar-condicionado após o almoço, horário mais quente durante o verão.

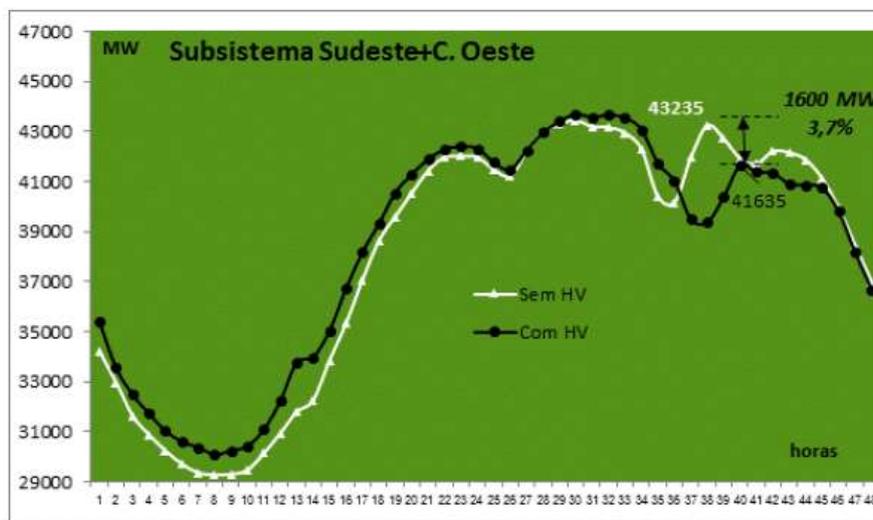


Figura 1: Curva de carga brasileira- fonte ONS

Mas como ressaltado em Tuan e Huang (2011) “É difícil para um sistema de ar-condicionado tradicional satisfazer as exigências de conforto térmico de todos os ocupantes de uma sala, além de metas de economia de energia”. Isso ocorre porque, tradicionalmente, o fluxo de ar é distribuído de maneira concentrada e seu selecionamento é feito baseado apenas em capacidade térmica.

E segundo Pessoa e Ghisi (2015) os sistemas de condicionamento de ar instalados no setor residencial e comercial são predominantemente do tipo split e existe ainda uma tendência de aumento de vendas desses sistemas de condicionamento de ar.

Esses sistemas são compostos de duas unidades, uma unidade interna, evaporadora e uma externa, condensadora, que é composta por compressor, serpentina, válvula de expansão e ventilador. Estas unidades são interligadas por linhas frigoríficas, sistemas elétricos e de controle. Podendo ser classificado conforme o tipo de evaporador utilizado e pelo tipo de funcionamento do compressor.

Em relação ao funcionamento do compressor, pode-se ter um funcionamento intermitente ou contínuo, sendo o compressor contínuo é também chamado de inverter. No compressor intermitente, o sistema liga e desliga o mesmo, conforme esquentou ou esfria o ambiente, conforme Figura 2.

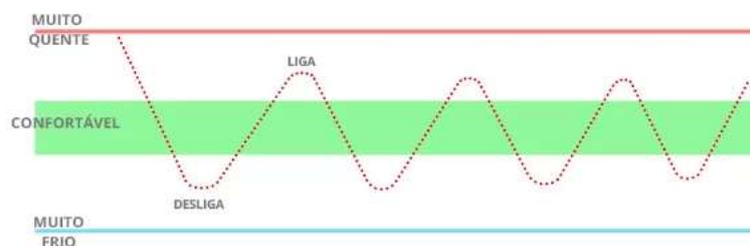


Figura 2:Desempenho Convencional- Fonte site Frigerlar

Já o compressor inverter nunca é desligado, diminuindo ou aumentando sua rotação, conforme Figura 3. Isso se deve ao fato da presença de um inversor de frequência que controla a velocidade do motor do compressor fazendo com que ele gire a velocidades adequadas para manter a temperatura constante no ambiente.

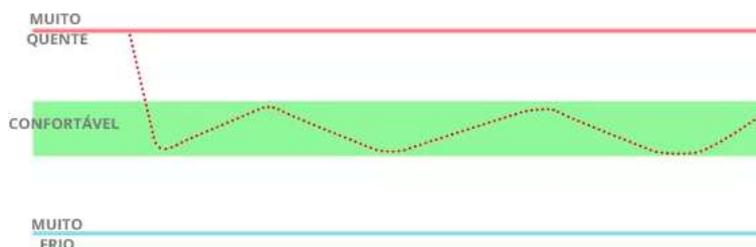


Figura 3:Desempenho Inverter - Fonte site Frigerlar

Um outro modelo de Split que funciona com compressor inverter é o VRF, Fluxo de Gás Refrigerante Variável, que é um sistema de ar-condicionado central, do tipo Multi Split, que funciona com uma única condensadora (unidade externa) ligada a vários evaporadores através de um ciclo único de refrigeração, com sistema de expansão direta onde o fluxo de gás refrigerante é variável.

Em relação aos principais tipos de evaporadores utilizados no modelo split tem-se:

- **Hi-Wall:** Evaporador que deve ser instalado na parede, próximo ao teto. Seu insuflamento é feito através de uma abertura, controlada por palhetas, localizadas na frente do equipamento e seu retorno é feito na parte superior do equipamento. Figura 4 (a).
- **Piso Teto:** Modelo que traz a possibilidade de ser instalado tanto no piso, quanto no teto. É um evaporador para maiores capacidades térmicas. Quando instalado no teto tem insuflamento pela parte frontal e retorno pela parte de baixo. Figura 4 (b).
- **Cassete:** Modelo que possui até quatro vias para a saída do ar, que podem ser controladas individualmente. Sendo Instalado no teto ou no forro, de maneira embutida. Seu insuflamento e retorno e feito na parte de baixo do equipamento que fica exposta ao ambiente. Figura 4 (c).
- **Quatro-Lados:** Modelo também possui até quatro vias para a saída do ar, que podem ser controladas individualmente, mas sua instalação é feita no teto de maneira exposta. Seu insuflamento é feito pela lateral e seu retorno por baixo .Figura 4 (d).
- **Dutado:** Normalmente utilizado em splits de grande capacidade, o evaporador é ligado a uma rede de dutos, que distribui o ar pelo ambiente de maneira mais homogênea. Há também evaporadores dutados que podem ser utilizados em mini-split, chamados Built-in, porém com rede de dutos limitada devido a seu ventilador com baixa pressão estática disponível. Figura 4 (e).

Neste cenário, dentre os equipamentos de ar-condicionado, o split inverter se destaca como um dos equipamentos mais eficientes. A economia de energia pode variar de 40% a 60%, de acordo com a tecnologia de cada fabricante.

Já em relação aos tipos de evaporadores citados, o mais utilizado é o Hi-Wall, pois é de fácil instalação e tem o preço mais acessível entre os evaporadores apresentados. Mas como tem apenas uma saída de ar, tem limitações em relação a distribuição de ar, que cria bolsões quente e frio no mesmo ambiente e gera fluxo direto de ar nas pessoas, provocando nestes casos desconforto térmico em vez de saná-lo.

Mesmo sendo uma das principais funções do ar-condicionado atender o conforto térmico, muitas vezes devido a erros de selecionamento e instalação, esses equipamentos causam exatamente o contrário. Por não se atentar as normas de conforto e se optar pela solução mais simples, que de maneira equivocada não se utiliza de projeto de engenharia.

Se com o aumento da utilização de ar-condicionado, já citado, se continuar optando por esses equipamentos de baixa eficiência tanto energética quanto para se atender o conforto térmico, poderá se fazer necessária o desenvolvimento de novos equipamentos. Para evitar tanto desperdício de energia quanto desconforto térmico.



Figura 4: Tipos de Evaporadores - (a) Hi-wall - (b) Piso Teto - (c) Cassete - (d) Quatro lados - (e) Dutado ou built-in

1.1 OBJETIVO

Shah et al. (2013) estimam que até 30% de redução no consumo energético de novos produtos poderia ser alcançado dentro do potencial de mercado, com tecnologia já dominada pela indústria. Já Para Michael Sivak (2013) a solução imediata apontada para que o crescimento do uso de ar-condicionado não provoque uma crise energética no mundo seria desenvolver aparelhos com a mesma qualidade de refrigeração dos atuais, mas que consumiriam bem menos energia. Também nessa linha Shah et al. (2013), indica, na Tabela 1 onde os sistemas de ar-condicionado tipo split, os mais utilizados nos setores comercial e residencial, podem melhorar.

Opção	Descrição	% de redução do consumo energético correspondente	
		Minimo	Maximo
Trocador de calor eficiente	Trocadores de calor mais eficientes, trocadores de calor maiores.	9,1%	28,6%
Compressores eficientes	Compressores rotatórios de duas fases, compressores rolantes eficientes com motores DC	6,5%	18,7%
Inversor/Velocidade variável	Compressores comandados por inversores AC, AC/DC ou DC.	20,0%	24,8%
Válvula de expansão	Válvulas de expansão termostáticas e eletrônicas	5,0%	8,8%
Aquecimento do crankcase	Redução da potência de aquecimento do crankcase	9,8%	10,7%
Carregamento em standby	Reduzir o carregamento no modo standby	2,2%	2,2%

Tabela 1: Possíveis Melhorias indicadas por Shah et al. (2013)

Ainda é possível observar uma grande evolução tecnológica na parte da condensadora dos split disponíveis no mercado, com o desenvolvimento do compressor inverter e de controle de fluxo de refrigerante variável, VRF. Porém se pouca evolução na eficiência dos evaporadores, principalmente nos utilizados em residências e em comércios e prédios de serviços de pequenos e médios porte, que utilizam principalmente o evaporador do tipo Hi-wall.

E um fator importante não mencionado por Shah é a melhoria na distribuição de ar no ambiente, que pode determinar quanto tempo o aparelho trabalhará em sua potência máxima. Assim se houver um conhecimento melhor, tanto da temperatura no ambiente quanto da temperatura de retorno do aparelho, pois isso influi no controle de potência do ar-condicionado e conseqüente economia de energia.

Assim este trabalho buscou entender a distribuição de temperaturas em ambientes condicionados por aparelhos comumente utilizados em residência e pequenos comércios, o ar-condicionado do tipo mini split utilizado com evaporadores do tipo Hi-Wall, que como já mencionado anteriormente é o mais comumente utilizado no Brasil, pois é de fácil instalação e tem

um custo reduzido quando comparado aos centrais. Mas este evaporador tem algumas limitações em relação a sua distribuição de ar, que provoca bolsões quente e frio no mesmo ambiente, além de provocar desconforto devido a fluxo direto de ar em pessoas localadas no ambiente.

Estes desconfortos fazem com que a temperatura de retorno no equipamento demore ou nunca atinja o desejado, fazendo com que o mesmo opere em sua potência máxima por um tempo maior que o necessário, desperdiçando assim energia elétrica. Isso muitas vezes é provocado devido a instalação e ate mesmo selecionamento do mini split são feitas de maneira equivocada em diversos ambientes, de quartos e salas residenciais a escritórios coletivos e salas de aulas.

Observa-se também a crescente utilização da ferramenta CFD, para modelar diversos tipos de sistemas de ar-condicionado, desde dos sistemas centrais aos individuais e com diversos meios de insuflamento. Assim utilizando o OpenFOAM, se determinou a distribuição de temperaturas com o intuito de futuramente se propor alternativas de melhorias na distribuição de ar e no controle, que visam economia de energia e maior conforto térmico, que será melhor explicado no capítulo 3.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O interesse em quantificar o consumo, referente aos sistemas de ar-condicionado, é internacional, como em Sivak (2013), que se pergunta “O ar-condicionado vai fazer o sistema de energia global entrar em colapso?” e indica que os Estados Unidos usam mais energia para o ar-condicionado do que todos os outros países combinados. Porém essa condição pode não permanecer verdadeira por muito tempo, pois com o aumento do poder aquisitivo de vários países em desenvolvimento, que tem as áreas mais populosas e mais quentes do mundo, o uso do ar-condicionado poderá aumentar a demanda energética sem precedentes. Sivak (2009), examinou a demanda de energia potencial para o resfriamento nas 50 maiores áreas metropolitanas do mundo, muitas delas em países em desenvolvimento, e avaliou o aumento da demanda devido ao resfriamento, mostrando que essa demanda ultrapassará a demanda global atual de energia devido a aquecimento, essa muito significativa em países desenvolvidos. Nesse estudo ele mostrou que nos EUA 87% das residências tinham ar-condicionado, enquanto países como Brasil e Índia tinham entre 11% e 2%, respectivamente, das suas residências. Porém o estudo indica que há aumento na demanda de ar-condicionado nos países em desenvolvimento de maneira mais acentuada que nos desenvolvidos.

No Brasil, estudo específico sobre o consumo foi feito por Pessoa e Ghisi (2015), mostra a influência do ar-condicionado na cadeia de demanda energética brasileira e discute as possibilidades tecnológicas disponíveis. O consumo de energia elétrica com sistemas de condicionamento de ar no Brasil, em 2013, foi de 84 TWh, ou aproximadamente 12,6% do consumo total de energia elétrica no país (ELETROBRÁS, 2007). Assim o Brasil se beneficiaria de níveis mínimos de EER, Índice de Eficiência de Energia, mais restritivos para sistemas de condicionamento de ar, pois o conhecimento da indústria sobre a tecnologia permitiria isto. O custo de implementação de sistemas mais eficientes seria mais vantajoso, tanto para o Estado quanto para o consumidor final, do que o custo da energia em excesso usada por produtos ineficientes. O mesmo estudo indicou que o mini-split é o equipamento mais utilizado no mercado brasileiro, que possui hoje com EER na faixa de 3,0 W/W, fazendo assim necessária a melhoria no desempenho desse aparelho, igualando o índice de eficiência energética aos níveis mundiais, como por exemplo na faixa de 4,0 W/W na Austrália e EUA e de 6,0 W/W no Japão. Utilizando o estudo de Shah et al. (2013), como base para comparação entre as eficiências e possíveis melhorias dos equipamento do tipo mini-split.

Em estudos mais específicos sobre consumo em prédios comerciais Morsoletto (2016), estudou a possibilidade de reforma no sistema elétrico de um prédio localizado em Florianópolis utilizando as medições dos principais sistemas desse prédio, Central de água gelada (CAG), elevador, exaustor

e iluminação. Foram feitas curvas de cargas para conhecer as rotinas de uso de cada aparelho. Com os consumos medidos, foi possível identificar dois dos maiores consumidores de energia do prédio, o Chiller com 20,21% e a Iluminação + Fan-coils com 17,09%. Como conclusão Morsoletto, indicou a instalação de inversores de frequência, que faria o Chiller trabalhar com potências mais baixas que a sua potência nominal, evitando o pico de demanda em dias de clima ameno, e instalações de medidores específicos no Fan-coils, para uma análise minuciosa do consumo individual dos mesmos.

Um dos parâmetros importantes no consumo do ar-condicionado é climático, que indica principalmente como a temperatura e umidade externas influenciam no funcionamento do ar-condicionado. No Brasil os principais estudos são relacionados a estimativa do uso final de energia elétrica.

No trabalho de Fedrigo, et al. (2009), estudaram os usos finais de energia elétrica no setor residencial das regiões geográficas das oito Zonas Bioclimáticas brasileiras, baseando-se em dados obtidos pelo PROCEL/Eletrobrás. Mostrou-se que, além do aumento do consumo elétrico no verão, a porcentagem de consumo relativa ao ar-condicionado aumenta conforme se aumenta a latitude, ou seja, quanto mais próximo do equador maior é a utilização do ar-condicionado.

Lam et al. (2009) fizeram uma estimativa do consumo do ar-condicionado de 2009 a 2100 usando dados meteorológicos como temperatura de bulbo seco, bulbo úmido e radiação solar no período de 1979 a 2008, em Hong Kong na China, com intuito de criar duas séries estatísticas Z e assim cruzar com os dados de consumo de ar-condicionado em 2008. O aumento do consumo estimado foi de 5,7%, 12,8% e 18,4% para os períodos de 2009 – 2038, 2039-2068 e 2068-2100 respectivamente. Neste trabalho se ressaltou que estas estimativas podem não ser tão exatas devido a variáveis socioeconômicas não consideradas, mas são bons indicadores do futuro consumo do ar-condicionado na China.

Já Li et al. (2013) estudaram o consumo energético de ar-condicionado devido ao mercado de centros urbanos (UHIE) utilizando Pequim com referência. Também foi considerado nesse trabalho o efeito acumulativo (CE) devido a sucessivos dias quentes, fazendo com que a percepção da temperatura fique maior com o passar dos dias, a temperatura e umidade (THE). Através de equações empíricas e estatísticas, chegou-se na influência de cada aspecto no consumo elétrico do ar-condicionado, sendo no verão a influência total é igual a 47% do consumo e individualmente 28,88% (UHIE), 10,18% (CE) e 7,72% (THE).

Ding et al. (2013) na procura de melhorar o conforto térmico e a eficiência energética, calcularam o consumo dos principais equipamentos de um sistema de ar-condicionado, através de fórmulas analíticas e medições em três prédios públicos na China, enquanto se mantinha o parâmetro de conforto, PMV, entre -1 e 1. Assim, além dos resultados de potências consumidas,

também se observou a influência da umidade do ambiente no consumo elétrico. Como resultado, observou-se o aumento de consumo com a diminuição da umidade relativa no verão.

Outro fator importante no consumo elétrico e no conforto térmico é o arquitetônico como no trabalho de Baltar (2006), que avaliou a influência sobre o conforto térmico e o consumo de energia utilizando tipos de vidros; cores das fachadas e revestimentos internos com isolamento térmico como parâmetros de construção, em um Hospital situado em Lajeado-RS. Isso foi feito utilizando o programa de simulação computacional EnergyPlus, que permite simular e avaliar alternativas arquitetônicas que minimizem a demanda de energia para fins de condicionamento ambiental e atendam a todos os requisitos de conforto, de acordo com a NBR-16401. Em seu resultado pode-se observar a influência desses parâmetros no consumo de energia elétrica, sendo que em alguns casos simulados pode-se observar uma redução de 7,14% na modificação dos vidros, de 0,23% quando se adota a cor branca e 10,8% quando se utiliza revestimento térmico nas paredes. Já no estudo de Nguyen (2011) se estudou um outro parâmetro importante a configuração do teto, que pode favorecer ou não a circulação de ar, interferindo assim no consumo elétrico.

Entre as ferramentas utilizadas por um engenheiro ou projetista na resolução de um problema, as três fundamentais são: métodos analíticos, métodos numéricos (modelagem numérica) e experimentação em laboratório.

O método analítico consiste na utilização de equações para descrever o comportamento das variáveis de interesse do sistema estudado, procura se usar sempre que possível pois apresentam os resultados mais precisos; no entanto são aplicados a geometrias e condições de contorno simples, o que dificulta muito os estudos na influência dos parâmetros de distribuição de ar aplicada.

Um exemplo de estudo é o de Silva (2006), que teve como objetivo apresentar um modelo matemático e computacional para o estudo da distribuição de temperatura tridimensional (3-D) para escoamento em dutos retangulares, usando dois modos de transferência de calor: condução e convecção. Assim a análise de um elemento infinitesimal localizado nas paredes do duto, permitiu realizar o balanço de energia que estabeleceu as relações entre os fluxos de calor devido aos modos de transferência de calor no modelo, obtendo a solução por um sistema de equações resolvido em código Fortran. Foram apresentados os resultados para escoamento de ar, água e óleo com paredes construídas em aço-carbono, alumínio puro e cobre puro, cujas aplicações práticas estão associadas a dispositivos trocadores de calor e ar-condicionado.

O estudo de Hesaraki (2015) mostrou a influência de diferentes vazões de ventilação na qualidade do ar interior (IAQ) e economia de energia em uma casa unifamiliar ocupada por dois adultos e um bebê, situado em Borlänge, Suécia., de maneira experimental e analítica. Essa casa possuía um sistema de exaustão com uma gama de configurações de taxa de fluxo de ar. Para encontrar taxas de ventilação adequadas para manter os níveis de CO₂, umidade relativa (HR) e às

temperaturas adequadas, foram considerados quatro níveis de ventilação. O método analítico foi usado para calcular os níveis de CO₂, usando o modelo de Fanger de 1988, já a umidade e temperatura foi encontrada de forma experimental.

A experimentação em laboratório é muito utilizada em problemas com ausência de soluções matemáticas consolidadas/validadas ou em geometrias extremamente complexas, através da construção de um protótipo do equipamento ou sistema estudado e submetê-lo a condições de operação reais, sendo necessária a realização de diversas leituras para a obtenção de um resultado consistente e a sua principal vantagem é o tratamento das configurações reais do problema; no entanto é de alto custo e muitas vezes não pode ser realizada por questões de segurança ou pela dificuldade de reprodução das condições reais do problema.

Lin (2005) apresentou um modelo simplificado de um sistema de distribuição de ar pelo piso com de uma única fonte de calor e um único ponto de insuflamento. No trabalho mostrou-se, apesar das dificuldades construtivas, as duas grandes vantagens desse sistema de insuflamento: o ar frio de insuflamento chega em temperatura mais baixa nos ocupantes e os ganhos de calor na parte de cima da zona ocupada não precisam ser computados no cálculo de suprimento de ar. O modelo proposto é baseado na teoria da pluma para a fonte de calor e o insuflamento é feito em dois pontos de fluxo de ar, prevendo uma camada estável. Assim os experimentos de laboratório foram realizados para simular esse fluxo de ar, utilizando um tanque de água e sal e dois bocais de tamanhos diferentes. Por ser utilizado um tanque de salmoura os resultados são inversos ao caso real de insuflamento pelo piso. E para validação do experimento foram comparados os resultados com fluxo turbulento teórico.

Karadeniz (2013) usou o método de stereo particle image velocimetry, para medir o fluxo de ar combinado a meshed infrared thermography para definir a temperatura de saída de ar da unidade evaporadora de ar condicionados do tipo mini split. Justificou que devido ao complexo fluxo no interior da evaporadora, causado pelos componentes internos, há o interesse em se definir esses parâmetros, para assim poder propor melhorias que possam oferecer economia de energia. Com as medições em vários pontos da saída do evaporador, pode-se plotar gráficos tridimensionais, que mostram que o fluxo retangular bidimensional previsto não condiz com o medido, que indica que os componentes internos provocam flutuações que causam ruído, problemas de vibração e de desempenho. Também mostra uma distribuição de temperatura não uniforme devido principalmente a unidade de controle e ao motor da unidade evaporadora.

Um fator relevante apontado por Sobrinho (2011) experimentalmente, foi o efeito da umidade relativa do ar externo no coeficiente de desempenho (COP) de um sistema de ar-condicionado. Através de uma bancada de teste variou-se a temperatura de bulbo úmido, mantendo-se a rotação de um compressor scroll no seu melhor rendimento. As condições de pressão barométrica e vazão de ar

se mantiveram constante, a temperatura de bulbo seco entre 22°C e 27°C e a umidade relativa entre 40 e 92%. Nos resultados obtidos identificou-se que entre a faixa de 40 a 65 % de UR não tem-se grandes variações no desempenho do sistema, porém a partir deste valor o COP pode variar até 70%, em dias de chuva, o que resulta em Umidade Relativa elevada. pois a mesma influência no coeficiente de película responsável pelo rendimento do condensador.

Por fim, a mais utilizada atualmente é a modelagem numérica que pode resolver problemas com complicadas condições de contorno, em geometrias complexas apresentando resultados com elevada rapidez. No entanto, exige cuidados especiais com relação aos possíveis erros gerados, ou seja, o método numérico deve resolver corretamente as equações diferenciais do modelo matemático proposto, o qual representa fielmente a realidade física do problema estudado. Os estudos ligados a possíveis melhorias de eficiência nos sistemas de ar-condicionado tem se aproveitado da modelagem numérica, já que tem geometrias complexas dos equipamentos e condições de contorno muitas vezes complexas nos ambientes a serem condicionados.

Como os exemplos de Kumlutas, Karadeniz e Kuru (2012) e Wu, Liu e Pan (2011) que apresentaram estudos sobre a evaporadora do tipo Hi-Wall através de modelagem numérica e verificação experimental. Em Kumlutas (2012) é utilizado uma seção transversal onde se representa o trocador de calor, o ventilador, a parede traseira e a parede Vortex. E assim utilizando um modelo turbulento do tipo k-epsilon e parâmetros constantes, inclusive a rotação do ventilador, chegou-se a resultados condizentes com o experimental através de Stereo Particle Image Velocimetry (SPIV). Já Wu (2011) usa modelagem semelhante porém propõe duas possíveis mudanças, na posição da parede vortex, para melhorar a vazão e o nível de ruído, verificando posteriormente o modelo através de protótipo.

A quem estude alternativas de insuflamento, como a já citado Tuan e Huang (2011), que apresentaram um mecanismo de ar-condicionado regional ou RACM, da sigla em inglês) que não só pode proporcionar conforto térmico individual, mas também pode ajudar significativamente a economizar energia. Em seu estudo considerou os parâmetros de entrada; temperatura, vazão e ângulo do insuflamento e ângulo de saída de ar; para determinar o ajuste adequado do RACM para criar a circulação melhor possível. Nove casos foram simulados por meio do Software de CFD Fluent, utilizando como premissas; Fluido Newtoniano, estado transiente, efeito da gravidade e de flutuações (buoyancy), velocidade uniforme na entrada e Fluxo turbulento pelo modelo k-epsilon. Os nove casos simulados foram analisados utilizando o parâmetro de conforto térmico Voto Médio Predito (PMV), para chegar-se nos parâmetros ideais para o RACM.

Nos estudos de Srebric e Chen (2002) propuseram modelos numéricos, através de CFD, para simplificar a modelagem de oito difusores de ar usualmente instalados em sistemas de ar-condicionados centrais. Através de dois métodos; o de Momento resultante e “Caixa”. Nos dois

métodos se faz necessária a informação da temperatura e do método de turbulência, no caso estudado k-epsilon. Enquanto no Método “Caixa” é necessária distribuição da velocidade na área do difusor, normalmente através de experimentos, no caso do momento resultante a área efetiva ou da velocidade, combinado a vazão, informações encontradas em catálogos, é suficiente. Como resultado se recomendou o uso do Método de momento resultante em difusores que insuflam ar através de jatos e o uso do Método “Caixa” quando houver um fluxo de ar mais complexo com mistura de vários fluxos. Como listado na tabela 2.

Difusores	Metodo Caixa	Metodo Momento	Metodo Recomendado
Bocal Injetor	Adequado	Pobre	Caixa
Linear	Adequado	Pobre	Caixa
Valvulado	Adequado	Pobre	Caixa
Teto Quadrado	Adequado	Adequado	Momento
Teto Redondo	Adequado	Adequado	Momento
Rotacionais	Adequado	Adequado	Momento
Grelha	Adequado	Adequado	Momento

Tabela 2: Métodos recomendados de simplificação de difusores - adaptado Srebric, J. (2002)

Há vários estudos sobre a distribuição de temperaturas e os campos de velocidades em ambientes condicionados por diversos tipos de sistemas. Wan e Chao (2005) utilizaram CFD para comparar a distribuição de temperaturas e de campos de velocidades de um sistema de ar-condicionado com insuflamento pelo piso, no caso de retorno no teto e retorno no próprio piso, variando o parâmetro definido como “comprimento térmico”, que depende da altura do pé direito do ambiente e da condição do insuflamento, natural ou forçada. Os resultados revelaram que enquanto a distribuição de temperaturas é influenciada pela velocidade de insuflamento e pela posição do retorno, as mudanças desses parâmetros tem pouca influência na variação do campo de velocidade. Assim se observa que quando o retorno é feito também pelo piso, tal como uma velocidade mais baixa de insuflamento provoca um maior o gradiente de temperatura. Em estudo similar Nomura et al. (2011) utiliza o OpenFOAM, com solver Simple e modelo turbulento K-epsilon, para definir o campo de velocidades e a distribuição de temperaturas em um ambiente condicionado com insuflamento pelo piso.

Fang et al. (2017) também estudaram um sistema de ar-condicionado com insuflamento pelo piso, porém utiliza análise modal para se determinar a temperatura e o fluxo de calor no ambiente. Baseada no modelo de zona pressurizada com difusor de ar (POMA) utilizou-se duas condições de contorno diferentes nas paredes, sendo uma considerando convecção natural e a outra convecção forçada, comparou-se os resultados das duas com dados experimentais. Assim essa análise modal se

mostrou eficiente em simular o sistema de ar-condicionado estudado, com menos tempo computacional que uma simulação por CFD.

Mahu, Popescu e Ion (2012) usou CFD para simular um aquecimento, por meio de uma fonte de calor, de uma sala, sujeito a um ambiente externo com ventos e temperatura externa baixa, considerando os parâmetros físicos; superfícies internas com convecção forçada, condução das paredes, convecção externa induzida pelos ventos frios e radiação interna e externa. Foram modelados também janelas, luminárias, computador e uma porta a fim de entender sua influência. Utilizando o modelo turbulento RNG k-epsilon chegou-se a um fluxo não uniforme tanto interno quanto externamente. Internamente isso se deve principalmente ao aquecedor, porém também as luminárias e ao computador, já externamente isso se deve as recirculações. Observou-se também a influência do vento frio na região interna, principalmente nas partes menos isoladas como a janela e a porta.

Já Hanwen (2016) simulou um sistema de ar-condicionado, com insuflamento por difusores instalados no teto, em um escritório contendo 11 estações de trabalho, onde cada estação se considerou um computador, um monitor e um ocupante. Utilizando o software FloVENT pode-se incluir diversos parâmetros arquitetônicos, com suas características físicas e termodinâmicos, temperatura externa, dissipações, radiação externa e coeficientes de convecção, na simulação. Foram avaliados o efeito da temperatura externa e da vazão de insuflamento de ar na temperatura interna em cinco (5) desse escritório. Concluindo que a temperatura no ambiente decai linearmente com diminuição da temperatura externa, enquanto decai conforme uma equação polinomial com a diminuição da vazão, e com isso pode-se avaliar a redução de consumo com essas variações.

Em Isuka et al. (2011) utilizou-se a ferramenta CFD, para modelar uma sala que foi condicionada por dois fluxos, uma de ar quente e outra de ar frio, que pode ser dividida em duas salas de iguais dimensões. Essa sala foi modelada com 3 paredes adiabáticas e uma com fluxo de calor, considerando a iluminação como única fonte de calor, temperatura externa igual a 5°C e vazão de ar constante nos fluxos de ar para manter a sala a uma temperatura de 19°C. Se analisou a distribuição de temperaturas e o campo de velocidades para determinar o consumo de energia. Em comparação com o experimento conduzido por Ito, em 1988, pode-se verificar uma diferença nos resultados, atribuídos a possíveis vazamentos por frestas, ao modelo da divisória da sala e ao modelo turbulento utilizado, mostrando um resultado melhor no modelo k-epsilon padrão que no RNG k-epsilon.

Mao et al. (2014), indica que 68% das residências de Hong Kong deixam o ar-condicionado ligado no quarto durante o sono, que devido a baixa eficiência dos sistemas tradicionais, distribui o ar por todo o ambiente. E assim propõe um sistema alternativo com insuflamento localizado e direcionado à área realmente ocupada no quarto. Com o método CFD, se modela um quarto

tridimensional, com malha de maior refinamento na área de maior interesse, ou seja a cama, e com condições de contorno pré definidas. Para solucionar esse modelo foi utilizado o algoritmo SIMPLE, com modelo turbulento SST, variando a altura, a temperatura, a vazão do insuflamento, com a vazão de ar externo. Definiu-se então a temperatura, a velocidade, a intensidade da turbulência, para serem utilizados em três parâmetros; ventilação efetiva (VE), esboço de risco térmico (DR) e coeficiente de utilização de energia (EUC); que serviram para se definir a melhor configuração desse novo sistema proposto.

Silva (2013) compara duas configurações de insuflamento em câmara fria, sendo uma feita por meio de uma rede de dutos com 9 pontos de insuflamento e a outra por meio de um evaporador do tipo cassete, que tem 4 vias de insuflamento. Essa comparação é feita tanto numérica quanto experimental. No modelo numérico utilizou-se o CFD, através do software Openfoam, com o algoritmo SIMPLE e modelo turbulento k- ϵ de duas equações. Com os resultados do modelo foi possível verificar o diferencial de temperatura na câmara fria devido as duas configurações, observando que o diferencial quando se utiliza o evaporador tipo cassete é ate 50% menor que no caso da rede de dutos.

Yongson (2007), lembra que um estudo numérico do fluxo turbulento em um sistema de ar-condicionado era impraticável há poucas décadas atrás, mas com os avanços tanto no *Software* quanto *Hardware* tornou-se possível. Em seu trabalho, foi modelado uma sala de escritório individual com alguns móveis e um evaporador instalado em uma das paredes. Inicialmente com a ferramenta CFD, Fluent, se comparou os modelos de turbulência k-epsilon e Reynolds Stress Model, através da distribuição de temperatura em um plano, em três malhas diferentes, onde o modelo RNG se mostrou mais adequado devido ao fato de que a distribuição de temperaturas se manteve semelhante independente da malha, porém o modelo RNG tem um tempo computacional até duas vezes maior que o do k-epsilon. Com o modelo turbulento escolhido, variou-se a localização do evaporador, em três pontos, e se analisou a distribuição de temperaturas e velocidades em vários planos virtuais diferentes, para verificar em qual posição se atinge o máximo de conforto para o ocupante.

Dentro dessa mesma linha de estudo, vale a pena citar alguns trabalhos. Como o de Moukalled et al. (2010) que usa CFD para avaliar a desempenho de um sistema de ar-condicionado do tipo RoofTop, simulando o funcionamento com seis diferentes configurações do evaporador. Já em Hiyama e Kato (2011) utilizou-se a mesma ferramenta para chegar em um fator de resposta melhor para controle de ares-condicionados. O uso da modelagem numérica é extensa na área de determinação de campos de velocidades e de temperaturas, como em Blocken (2015), que estudou esses campos em ambientes externos urbanos, como regiões com alta concentração de prédios. Há também diversos outros sistemas de condicionamento de ar que podem se utilizar das ferramenta

CFD, em Montazeri et al. (2014) se analisou alguns parâmetros de entrada de água e ar em ambientes condicionados por resfriamento evaporativo com microaspersão de água.

Uma definição importante na simulação de um ambiente condicionado é o modelo turbulento adotado para modelar o campo de velocidades. Em Chen (1996) já se fazia uma comparação entre o modelo Reynolds-stress e o k-epsilon padrão, nos casos de convecção natural, forçada e mista, indicando melhores resultados com o modelo Reynolds-stress, porém com maior custo computacional. E assim vários estudos seguiram na linha de descobrir um modelo turbulento ideal. Em Cable (2009) se compara quatro tipos de modelos de turbulência, a fim de definir o melhor para modelar um fluxo de ar devido a convecção natural e forçada em um átrio da Universidade de Concordia. Em Chen et al. (2007) mostrou uma visão geral da aplicabilidade dos modelos turbulentos para modelamento de ambientes fechados, indicando como era o desempenho dos modelos, em cada situação do passado e atualmente, conforme Figura 5.

Cases	Items	k-ε	LB k-ε	2L k-ε	2S k-ε	RNG k-ε	RSTM -IP	RSTM -GY	RSTM -QI
Natural convection	Mean velocity	B	A	B	B	B	B	B	B
	Turbulence	C	C	D	D	C	C	C	C
	Temperature	B	D	B	B	B	B	B	B
	Heat transfer	C	B	A	C	C	C	C	C
Forced convection	Mean velocity	C	C	C	F	C	C	C	C
	Turbulence	D	D	D	D	D	D	D	D
Mixed convection	Temperature	A	A	C	A	A	A	A	A
	Re-attachment	C	B	B	D	A	D	D	D
Impinging jet	Mean velocity	C	C	C	A	A	B	B	B
	Turbulence	D	D	D	C	C	D	D	D

A = good, B = acceptable, C = marginal, D = poor, F = unacceptable

Figura 5: Resumo de desempenho de modelos turbulentos - Qingyan (Yan) Chen-2007

Wang e Chen (2009) avaliou a desempenho de oito modelo de turbulência em fluxo transiente, sendo 6 modelos do tipo RANS, um LES e um DES. Comparando os resultados da simulação com análise experimental observou-se que entre os do tipo RANS, os com melhores resultados são o RNG e RSM, porém em fluxos de ar mais complexos podem perder precisão. Sendo o modelo LES o mais preciso entre os estudados. Já em Huijuan Chen – 2011 compara-se três modelos k-epsilon; k-epsilon padrão, k-epsilon RNG e Realizable k-ε; através de uma simulação de escritório com o algoritmo SIMPLE. Tendo em mãos os campos de temperatura e velocidade pode-se avaliar, junto com valores experimentais, que o modelo RNG é o de maior precisão.

3 CONFORTO TÉRMICO

Além de sua eficiência energética um ar-condicionado também tem que ser avaliado quanto ao atendimento do conforto térmico necessário no ambiente, porém sendo o conforto térmico uma sensação humana, se situa no campo subjetivo e depende de fatores físicos, fisiológicos e psicológicos.

Os fatores físicos determinam as trocas de calor do corpo com o meio; já os fatores fisiológicos referem-se a alterações na resposta do organismo, resultantes da exposição contínua a determinada condição térmica; e finalmente os fatores psicológicos, que são aqueles que se relacionam às diferenças na percepção e na resposta a estímulos sensoriais, frutos da experiência passada e da expectativa do indivíduo.

Os estudos em conforto térmico visam principalmente analisar e estabelecer as condições necessárias para a avaliação e concepção de um ambiente térmico adequado às atividades e ocupações humanas, bem como estabelecer métodos e princípios para uma detalhada análise térmica de um ambiente.

Para melhor entender os assuntos subsequentes a respeito de conforto térmico, é necessário apresentar alguns conceitos e definições de conforto e neutralidade térmica. **Conforto térmico** segundo a ASHRAE Standard 55 é definido como “A condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico”. E **Neutralidade Térmica** que segundo o pesquisador dinamarquês Olé Fanger (1970), é “A condição na qual uma pessoa não prefira nem mais calor nem mais frio no ambiente a seu redor”.

Analisando-se dentro de uma ótica física dos mecanismos de trocas de calor, sugere-se uma definição para neutralidade térmica como sendo “O estado físico no qual todo o calor gerado pelo organismo através do metabolismo seja trocado em igual proporção com o ambiente ao seu redor, não havendo nem acúmulo de calor e nem perda excessiva do mesmo, mantendo a temperatura corporal constante”.

Considerando essas definições, pode-se dizer que a neutralidade térmica é uma condição necessária, mas não suficiente, para que uma pessoa esteja em conforto térmico. Já que um indivíduo exposto a um campo assimétrico de radiação, como uma radiação solar localizada, pode muito bem-estar em neutralidade térmica, porém não estará em conforto térmico.

Como o corpo humano é um sistema termodinâmico, que produz calor e interage continuamente com o ambiente para alcançar o equilíbrio térmico, existe uma constante troca de calor entre o corpo e o meio, regidas pelas leis da física e influenciadas pelos mecanismos de adaptação fisiológica, condições ambientais e fatores individuais. A sensação de conforto térmico está

diretamente relacionada ao esforço realizado pelo organismo para manter o balanço térmico e assim sendo, se faz necessário conhecer a termorregulação humana e o equilíbrio térmico do corpo humano.

Desta forma pode-se dizer que existem 3 condições para que se possa atingir o conforto térmico: Que a pessoa se encontre em neutralidade térmica; A temperatura da pele e sua taxa de transpiração estejam dentro de certos limites compatíveis com a atividade metabólica; Não estar sujeito a desconforto localizado.

Variáveis que influenciam na sensação de conforto térmico

Os cálculos analíticos, do conforto térmico, são baseados em estudos realizados em câmaras climatizadas, apresentam 9 variáveis que influenciam o conforto térmico:

- Atividade desempenhada, (W/m²);
- Isolamento térmico das roupas utilizadas;
- Temperatura do ar (°C);
- Temperatura radiante média (°C);
- Velocidade do ar;
- Umidade do Ar - Pressão parcial do vapor de água no ar ambiente (kPa);
- Desconforto Localizado;
- Assimetria de Radiação Térmica;
- Diferença na temperatura do ar no sentido vertical

Influência do movimento do ar no conforto térmico

A Velocidade do ar é um aspecto importante que muitas vezes é deixado de lado quando se seleciona um equipamento, considerando apenas sua capacidade térmica. Os valores de velocidade de contato considerados como aceitáveis para um ambiente de atividades sedentárias podem variar de 0,05 até 0,3 m/s. Esse limite máximo é baseado no fato de que o contato direto do ar aumenta a taxa de calor retirado do ocupante, causando um aumento do desconforto.

Normas de conforto térmico

O estudo de conforto térmico teve, nos últimos anos, um maior interesse por parte dos pesquisadores, sendo que as normas existentes nesta área englobam estudos sobre todas as variáveis

que influenciam no conforto térmico, quer sejam em ambientes condicionados ou não. As principais normas e guias de referência aos estudos são:

- ISO 7730/94 - Ambientes térmicos moderados - Determinação dos índices PMV e PPD e especificações das condições para conforto térmico. Esta norma propõe um método de determinação da sensação térmica e o grau de desconforto por meios de métodos quantitativos.
- ISO 7726/1998 - Ergonomics of the thermal environment - Instruments for measuring physical quantities.
- ASHRAE Standard 55-2010 - Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
- ASHRAE Fundamental Handbook - cap. 8 Thermal Comfort - 2009: Guia normativo que apresenta os fundamentos da termorregulação humana e conforto.
- A norma brasileira NBR 16401-2, com os parâmetros listados na Tabela 3:

Verão		
Temperatura Operativa / Umidade Relativa	22,5°C a 25,5°C / 65%	
	23,0°C a 26,0°C / 35%	
Velocidade média do ar (não direcional)	Intensidade de turbulência 30% a 50%	0,20 m/s
	Intensidade de turbulência <10%	0,25 m/s

Tabela 3: Temperatura e velocidade - NBR 16401-2

- Norma Regulamentadora do Ministério do Trabalho NR-17 – Ergonomia, que indica: Temperatura efetiva entre 20°C e 23°C; Velocidade do ar não superior a 0,75m/s; Umidade Relativa do ar não inferior a 40%.

4 METODOLOGIA

O modelo adotado para este trabalho, consiste em uma sala de base quadrada de 4,0 m de lado e pé direito de 2,9 m. O evaporador é do tipo Hi-Wall, com insuflamento frontal, com ângulos variáveis, e retorno pelo topo do equipamento, conforme detalhe A da Figura 6, posicionado a uma altura H , do Teto, e a uma distância L da parede Lateral. A sala é ocupada por três indivíduos sentados a 1,6 m do evaporador. Serão considerados como fonte de calor, além dos três ocupantes da sala, o teto e uma das paredes. Também são fixadas para o ar uma temperatura e uma velocidade de insuflamento, para assim entender, possíveis desconfortos localizados causado por cada uma destas variáveis.

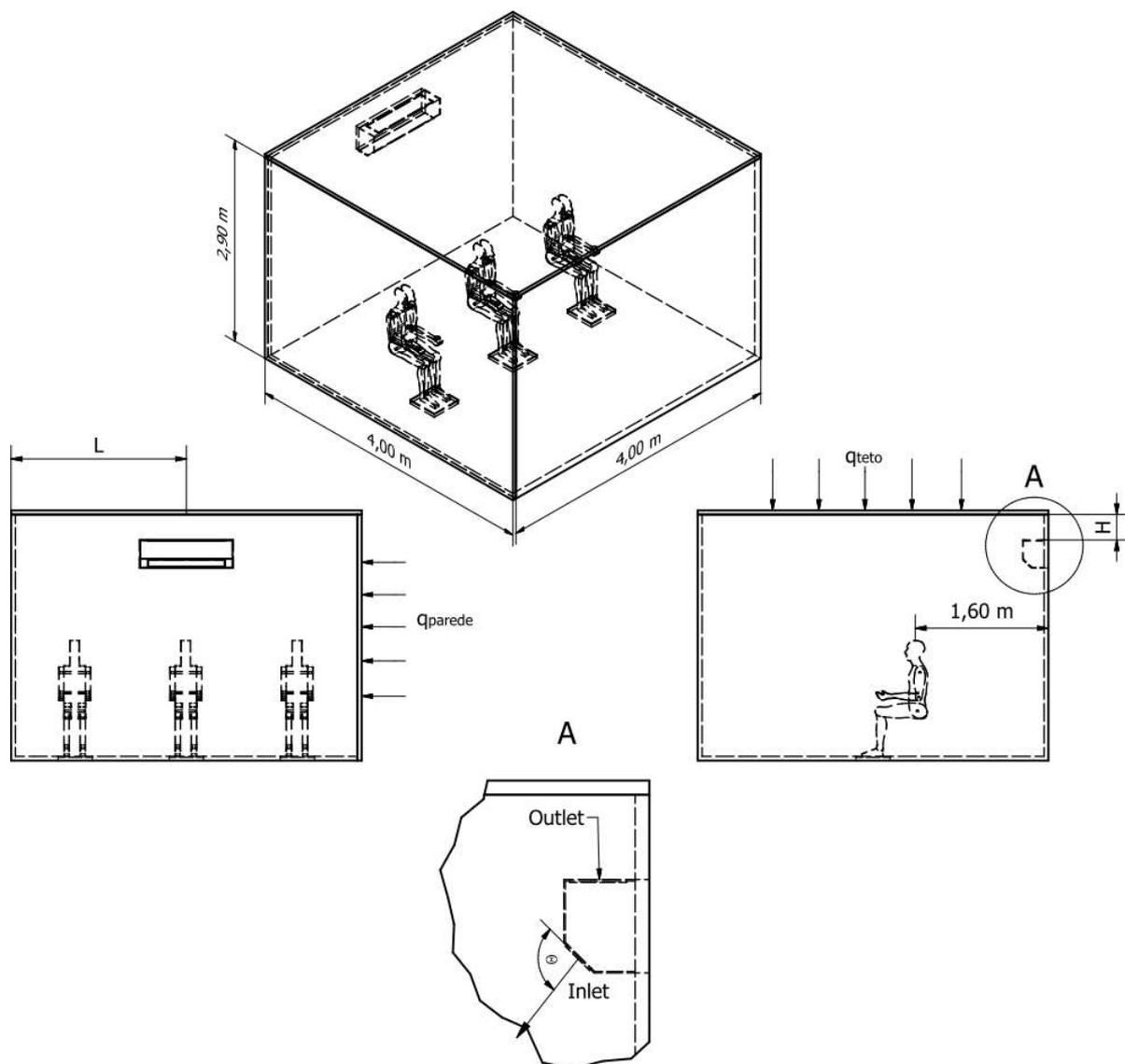


Figura 6: Modelo Sala com evaporador Hi-Wall

Neste trabalho foi considerado que o escoamento na sala é turbulento compressível de um fluido Newtoniano e para obtê-lo é necessário solucionar um sistema de equações diferenciais parciais, formado pela equação da continuidade, Eq.1, pelas equações de Navier Stokes, Eq.2, e a equação de energia, Eq. 3.

Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

Navier Stokes:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla \mathbf{p} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{g} \quad (2)$$

Energia:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{h})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{h} \mathbf{u}) = \nabla \mathbf{q} + \Phi + \dot{q} \quad (3)$$

Algoritmos de Acoplamento

No caso deste trabalho considerou-se um escoamento tridimensional, com fluxo de energia. Assim, cada dimensão cartesiana considerada agrega uma equação da quantidade de movimento, ou velocidade nesta direção. Além disto, existe também a grandeza pressão que precisa ser determinada. Verificando, com isso, a existência de 5 incógnitas (u , v , w , T e p) e cinco equações; três de quantidade de movimento, a de continuidade e a de energia.

A princípio o problema pode ser resolvido, porém como apontado por Versteeg e Malalasekera (2007), existem algumas dificuldades para a solução dessas equações; a equação da quantidade de movimento é não linear e a pressão não aparece explicitamente na equação da continuidade.

A solução para resolver as não linearidades encontradas e o acoplamento da pressão e velocidades é a utilização de um método iterativo, como o algoritmo ideal para resolver problemas em regime permanente, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) de Patankar (1980). Nele os fluxos convectivos específicos nas faces são avaliados a partir das chamadas “velocidades estimadas” e um campo de pressão inicialmente admitido é usado para resolver as equações de balanço de momentos. Por fim uma equação de correção da pressão é obtida a partir da equação da continuidade e é utilizada na atualização/correção dos campos de pressão e de velocidade. Assim, o algoritmo começa com a estimativa inicial dos campos de pressão

e velocidade, os quais serão progressivamente corrigidos até a convergência, conforme resumido na Figura 7.

Outro algoritmo, o PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators), é uma extensão do Método SIMPLE com um passo corretor adicional para melhorá-lo. Calcula o campo de pressões duas vezes, o que faz necessário um armazenamento adicional para o termo fonte da 2ª equação de correção da pressão, conforme Figura 8 e como no Método SIMPLE, faz-se necessário a inclusão de um fator de subrelaxação para estabilizar o método. Foi originalmente desenvolvido para escoamentos compressíveis transientes em computação não-iterativa e posteriormente adaptado para problemas iterativos para resolver regime transiente.

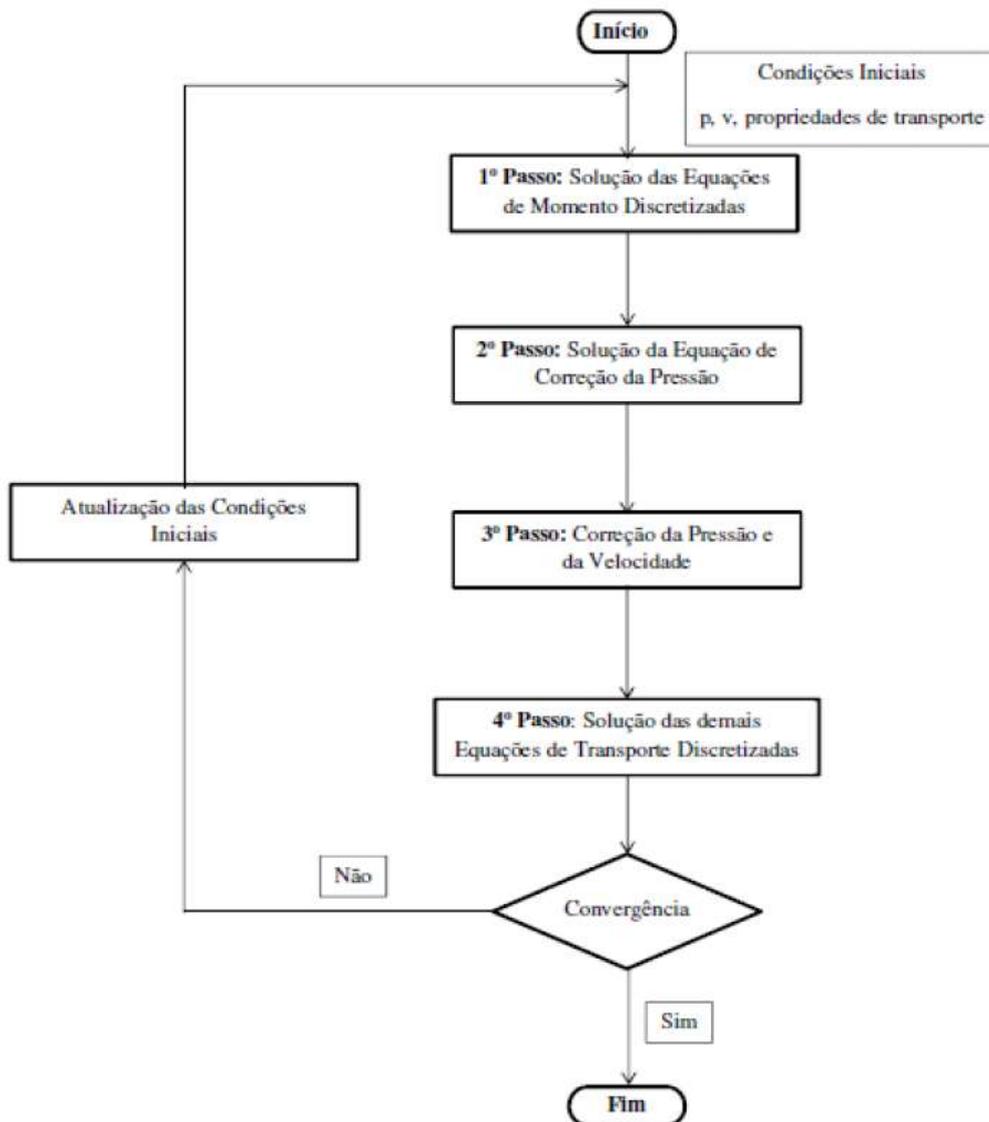


Figura 7: Fluxograma do Algoritmo SIMPLE – Adaptado por Gonçalves (2016)

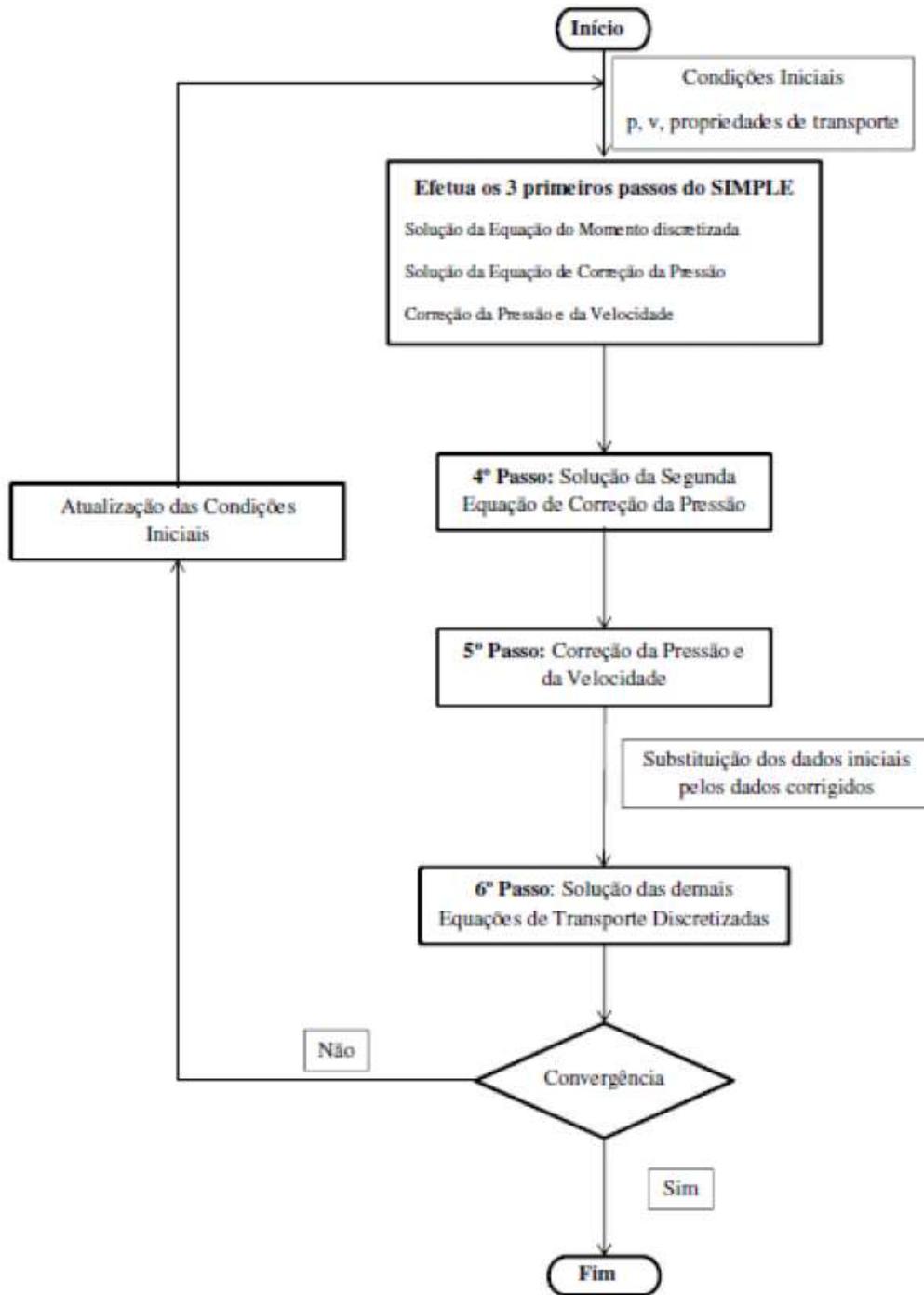


Figura 8: Fluxograma do Algoritmo PISO - Adaptado por Gonçalves (2016)

Modelo Turbulento

A turbulência é um fenômeno no qual as partículas do fluido se misturam de forma não linear, que é descrito através de diversos modelos de turbulência, sendo que o adotado neste trabalho é o k-ε padrão de duas equações. No modelo de turbulência k-ε, k é a energia cinética de turbulência e é definida como a variação das flutuações em velocidade. Já ϵ é a dissipação viscosa da energia cinética turbulenta (a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam).

Esse modelo semiempírico, foi utilizado em diversos estudos de distribuição de ar, em sistemas de ar-condicionado, conforme descrito na revisão bibliográfica. O modelo k-ε mostrou bons resultados tanto quando comparado com outros modelos de turbulência, como quando comparado com estudos experimentais, com um tempo computacional relativamente baixo.

A solução exata do modelo k-ε, contém inúmeros termos desconhecidos e incompreensíveis. O modelo padrão desenvolvido por Launder and Spalding (1974), introduz o conceito de viscosidade turbulenta (μ_t) e as duas equações de transporte do modelo k-ε, considerando algumas constantes empíricas Figura 9. Introduzindo assim novas variáveis para resolver o sistema de equações, que contém as três de quantidade de movimento, a de continuidade e a de energia, conforme descrito a seguir:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k u_i) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \epsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon u_i) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

<i>Parcela da variação de κ ou ε</i>	+	<i>Transporte de κ ou ε, pela convecção</i>	=	<i>Transporte de κ ou ε, pela condução</i>	+	<i>Parcela de produção de κ ou ε</i>	+	<i>Parcela de destruição de κ ou ε</i>
--	---	---	---	--	---	--	---	--

Onde:

$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_μ	σ_κ	σ_ϵ
1,44	1,92	1,44	1	1,3

Figura 9: Constantes do modelo turbulento k-epsilon

4.1 Condições de contorno

Determinado o sistema de equações, os possíveis algoritmos que os resolvem e a malha do modelo proposto, resta apenas a definição das condições de contorno. No OpenFOAM®, cada variável de entrada possui um arquivo independente, no qual são implementadas as condições de cada superfície da geometria. Como já dito anteriormente cada STL deve ser feito para cada superfície e assim em cada arquivo que represente uma variável, terá listado essas superfícies. Segue na Tabela 4 a lista dessas superfícies e suas descrições:

Superfícies	Descrição
inlet	Insuflamento, Entrada de ar no ambiente
outlet	Retorno do ar, entrada no evaporador
sala	paredes Adiabáticas do modelo, incluindo o piso
parede	Parede com fluxo de calor
teto	Teto onde também há fluxo de calor
pessoa1	Ocupante á direita – Fonte de calor
pessoa2	Ocupante ao centro – Fonte de calor
pessoa3	Ocupante á esquerda – Fonte de calor

Tabela 4: Superfícies e Descrições

Para análise do problema proposto foram avaliadas doze situações distintas com diferentes condições de contorno, sendo que aquela que utiliza os dados de referência foi chamada de padrão. As condições de contorno e iniciais utilizadas neste problema foram estabelecidas a partir de condições típicas de sistemas de condicionamento de ar e podem ser vistas na Figura 10 e na Tabela 5.

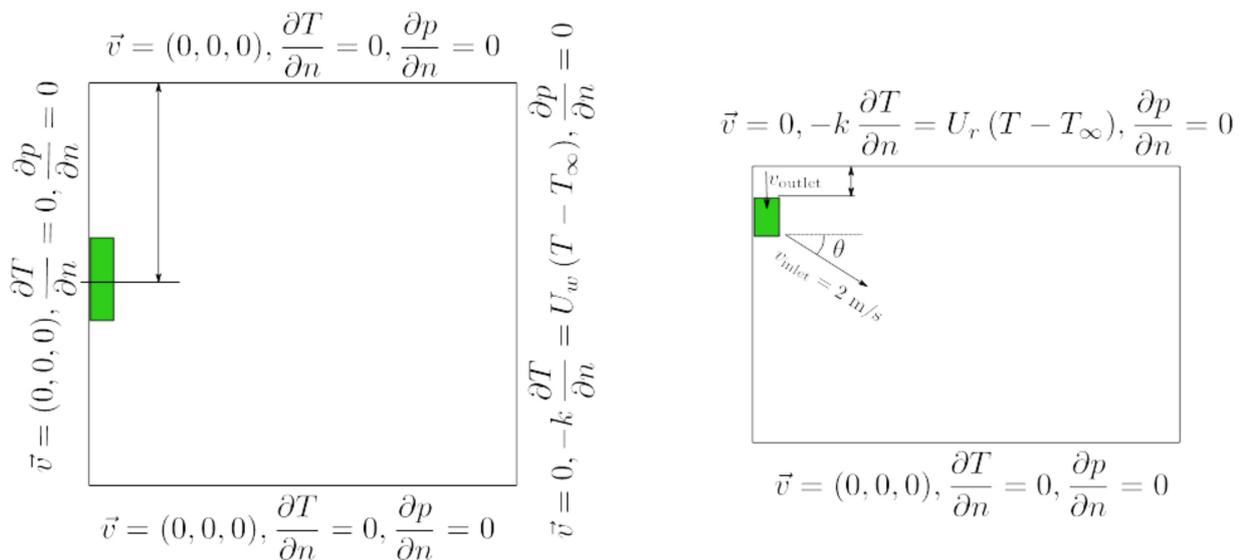


Figura 10: Esquema das condições de contorno utilizadas na sala.

V	θ	Te	T ∞	Ti	H	L	U _{parede}	U _{Teto}	Dissipação interna
2,0 m/s	15°	8°C	30 °C	30°C	0,3 m	2,0 m	0,808 W/(m ² K)	0,384 W/(m ² K)	3 x 120 W

Tabela 5: Condições de Contorno e Iniciais

Este conjunto de condições foi implementada no OpenFOAM através das condições pré-determinada na forma observada na Tabela 6.

Superfícies	U (m/s)	T (K)	k (m ² /s ²)	epsilon (m ² /s ³)	P (kg/(m*s ²))	L (m)	H (m)
inlet	(-1.95 -0.45 0)	282	0,01	0,004	101325	2,0	0,3
outlet	inletOutlet	inletOutlet	zeroGradient	zeroGradient	101325		
sala	(0 0 0)	zeroGradient	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	internalField		
parede	(0 0 0)	externalWallHeatFluxTemperature	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	internalField		
teto	(0 0 0)	externalWallHeatFluxTemperature	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	internalField		
peessoa1	(0 0 0)	FixedGradient = 1670 W/m ²	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	internalField		
peessoa2	(0 0 0)	FixedGradient = 1670 W/m ²	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	internalField		
peessoa 3	(0 0 0)	FixedGradient = 1670 W/m ²	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	internalField		

Tabela 6: Condições de contorno - caso padrão

TABELAR A Velocidade representada de forma vetorial, tem o valor escalar igual a 2 m/s em um ângulo igual a 15°, essa velocidade foi estipulada tomando como base um evaporador hi-wall de um mini-split com capacidade de 12000 BTUs (3500 W) da Carrier, quando operado em vazão máxima. A temperatura foi estipulada em 9° C, ou 282 K, para simular uma condição extrema, de operação de um mini-split, que quando em dias quentes se configura a temperatura da sala em torno de 18° C. Esse procedimento é característico de escritórios e salas de aulas, para se ter conforto térmico mais rápido. Esse delta de 9° C na temperatura é baseado na ASHRAE, que indica no verão um delta entre 6,7 a 11,1 °C.

Outras condições de contorno são definidas com funções do próprio OpenFOAM ®. Foram utilizadas, o kqRWallFunction e epsilonWallFunction, para calcular o k e o epsilon, respectivamente, na parede. Já a zeroGradient indica gradiente igual a zero, ou seja, sem fluxo de calor nas paredes modeladas no modelo sala.stl. A função inletOutlet, utiliza um valor de referência ou o zeroGradient da melhor forma para manter a convergência. E o FixedGradient, como o próprio nome mostra, fixa um gradiente que no caso da temperatura um fluxo de calor igual a 1670 w/m².

A superfície denominada *parede*, representa a parede fronteira com o meio ambiente, que no caso Padrão é a lateral ao evaporador. É através da função externalWallHeatFluxTemperature, que se determina um fluxo de calor, nessa superfície, onde a temperatura externa e a inicial do ambiente é igual a 30°C, fixando um coeficiente global igual a 0,808 W/K/m². Na superfície *teto*, também se utilizou essa função com um coeficiente global igual a 0,343 W/K/m². No Anexo A, a composição dessas superfícies são descritas de maneira detalhada. Há também outras condições de contorno necessárias para resolver o algoritmo de acoplamento buoyantSimpleFoam, no OpenFOAM, porém elas estão descritas no Anexo B.

4.2 OpenFOAM

Definidas as equações diferenciais parciais e seus algoritmos de acoplamento, observa-se que tem-se uma geometria complexa que exige a solução desse conjunto de equações por métodos numérica. A solução poderia ser implementada ou ser feita através de código de Fluidodinâmica computacional, ou CFD, de sua sigla em inglês. Com a capacidade de solucionar o problema com as restrições impostas neste trabalho, essa ferramenta apresenta versões livres ou licenciado. Em sua versão livre mais conhecida e estudada, o software OpenFOAM ® possui um conjunto de programas capazes de manipular malhas estruturadas e não estruturadas, em códigos específicos para realizar a solução de problemas em função da natureza dos parâmetros envolvidos. E por isso será feito o uso do OpenFOAM ® para modelagem, solução e verificação dos resultados desse trabalho.

Embora o OpenFOAM ®, por se tratar de um código aberto, permita que o usuário crie seu próprio solucionador a partir de suas bibliotecas, o procedimento mais simples é utilizar um código que já está implementado e previamente testado. Isso facilita tanto na criação das estruturas dos diretórios (pastas) de configuração da simulação, quanto na elaboração da biblioteca em C++, que contém as condições de contorno, informações da construção da malha e métodos de solução. Desta forma, utilizou-se os tutoriais de *heatTransfer* como base para elaboração deste trabalho.

Dentre a série de escolhas que o OpenFOAM ® permite, uma importante é o tipo de acoplamento entre pressão e velocidade que foi utilizado. Como já explicado o SIMPLE foi um deles. Outro algoritmo, tipicamente utilizado pelo OpenFOAM ®, é o PIMPLE que possui basicamente os mesmos procedimentos do PISO com a adição eventual de dois outros procedimentos: uma repetição de correção externa, ou seja, múltiplos ciclos de cálculos no mesmo período de tempo usando o valor da iteração final como valor inicial da próxima iteração; e subverbetação das variáveis como consequência das iterações externas descritas anteriormente. As simulações envolvendo este algoritmo frequentemente demanda maior tempo computacional que o algoritmo SIMPLE, devido a seu maior número de iterações para obtenção da solução em um determinado instante de tempo.

No presente trabalho foram utilizados os dois algoritmos de acoplamento para resolver um escoamento compressível, turbulento, sendo incorporado ao algoritmo de acoplamento as equações de transporte. O *buoyantSimpleFoam*, para escoamentos permanente e *buoyantPimpleFoam* para escoamentos transientes. Sendo este último utilizado apenas para conferência e aprimoramento dos fatores de conversão a serem utilizados no *buoyantSimpleFoam*.

4.2.1 snappyHexMesh

Antes da solução de qualquer modelo numérico é necessário efetuar a criação da malha que representará o modelo a ser estudada. No OpenFOAM[®], pode-se criar uma malha através de um dos seus geradores de malhas, o blockMesh para malhas estruturadas e conseqüentemente mais simples e o snappyHexMesh para malhas não estruturada ou até mesmo utilizar uma malha devidamente importada.

Usando o blockMesh na construção de uma geometria no OpenFOAM[®] é necessário identificar os seus vértices, unindo-os formando as superfícies. É válido ressaltar que o processo de construção das faces no software implica que o vetor área deve sempre apontar para a parte externa da geometria. Por fim, deve-se estipular qual papel cada uma das superfícies criadas irá desempenhar durante a simulação, por exemplo, se a mesma corresponde à entrada de fluxo ou a uma parede impermeável.

No caso desse trabalho, por se modelar uma geometria com uma certa complexidade, se optou por utilizar o snappyHexMesh para gerar uma malha não estruturada formada por blocos que se auto adaptam a superfície da geometria a ser estudada. Esta utilidade do OpenFOAM gera malhas hexagonais automaticamente a partir de superfícies triangulares como as do formato Stereolithography (STL), que pode ser extraído de diversos softwares de modelagem 3D. A especificação do nível de refinamento de malha é muito flexível e o manejo da superfície é robusto com uma qualidade de malha final pré especificada.

Para essa pré especificação há diversas variáveis que podem ser trabalhadas na elaboração da malha, porém como em Roger, A. (2012), se utilizou como base o diretório snappyHexMesh do tutorial *wingMotion*, para assim modificar algumas variáveis de interesse nesse trabalho.

O primeiro passo para elaboração da malha pelo snappyHexMesh é a construção de uma geometria auxiliar usando blockMesh. Essa geometria deverá ser suficientemente grande para que a geometria gerada usando o arquivo .STL esteja inserido totalmente dentro dela. Ou seja, no caso deste trabalho o volume deve ser maior que o da sala. Sendo que, neste trabalho, o arquivo blockMesh gera um cubo de aresta 6,0 m.

No arquivo system/snappyHexMesh, que define a malha criada, da referência citada, há algumas variáveis que merecem destaque, tanto por terem sido adequadas a esta modelagem, como por serem importantes na construção da malha. Essas variáveis, de maneira resumida, seguem descritas na Tabela 7, a seguir.

Variáveis modificadas no snappyHexMesh	
geometry	Carrega os arquivos STL;
nCellsBetweenLevels	Fator de expansão entre o os níveis de refinamento menor e maior
features	Determina o nível de refinamento das bordas e arestas
refinementSurfaces	Defini o nível de refinamento das superfícies
refinementRegions	Defini os níveis de refinamento da malha
locationInMesh	Defini em qual lado do seu modelo STL será elaborado a malha, dentro ou fora.

Tabela 7: Variáveis de interesse - snappyHexMesh

Com as variáveis definidas, realizaram-se os procedimentos computacionais necessários para geração da malha. Para diminuir o tempo computacional foi realizado a partição do processamento. Assim estão descritos, na Tabela 8, os procedimentos necessários.

Procedimentos para criação da malha por snappyHexMesh		
1	Criar arquivo system/snappyHexMesh	Arquivo com as definições da malha
2	Criar arquivo system/surfaceFeatureExtractDict	Arquivo com as definições das superfícies
3	Renomear folder 0 → 0.org	Para evitar interferência com o folder 0 criado
4	blockMesh	Cria malha auxiliar
5	surfaceFeatureExtract	Define o limite, bordas e arestas das superfícies externas, da malha
6	decomposePar	Divide o processador
7	mpirun -np 8 snappyHexMesh -overwrite -parallel	Roda em paralelo o snappyHexMesh
8	reconstructParMesh -constant	Reagrupa a malha
9	Excluir folders dos processadores	Limpa os dados
10	Excluir folder 0 criado	Folder vazio
11	Renomear folder 0.org → 0	Reativa as condições de contorno
12	constant/polymesh/boundary	Remover referencias da malha auxiliar

Tabela 8: Procedimento de geração da malha – snappyHexMesh

Alguns processos do uso do snappyHexMesh, merecem melhor descrição. No carregamento do modelo em arquivo STL é necessário salientar que cada superfície que contenha uma condição de contorno deverá estar contida em um arquivo STL separado, ou seja, o modelo deve ser uma montagem de partes, que formaram a malha final.

A Localização da malha é outro aspecto que merece melhor esclarecimento. Ao se criar a malha auxiliar através do blockMesh, o centro das coordenadas ficam no centro desse volume criado. Assim tem que se ter pleno conhecimento da localização do centro das coordenadas no modelo 3D criado, pois na hora de importar os arquivos STL, pelo snappyHexMesh, esses dois pontos serão coincidentes. Com isso a escolha do lado que se construirá a malha fica facilitado.

Como última observação das definições do arquivo *system/controlDict* é aconselhável utilizar o modo *binary*, ao invés do *ascii*, na variável *writeFormat*, pois se evita algum problema de diferenças de erro de tolerância, quando se for reconstruir a malha depois do processo em paralelo.

4.3 Escolha da malha

Definidas as condições de contorno, realizou-se algumas simulações com o caso padrão, a fim de se determinar uma malha adequada para esse trabalho. Uma malha inadequada e/ou grosseira pode gerar resultados incompatíveis. Por outro lado, malhas refinadas em excesso aumentam significativamente o tempo de processamento para a convergência e obtenção dos resultados finais. Assim realizou-se quatro testes com diferentes configurações de malha, conforme descrito na Tabela 9 e nas figuras 12, 14, 16 e 18. Observando então a temperatura de retorno no evaporador, através de gráficos da temperatura em função do tempo, descritos nas Figuras de 13, 15, 17 e 19.

Definições das diferentes Malhas testadas - snappyHexMesh				
Malhas	nCellsBetweenLevels	features	refinementSurfaces	refinementRegions
Malha 1	2	Level 3	Level (2 2) e (5 5)	((0.1 6) (0.15 5) (0.20 4) (0.25 3) (0.3 2) (0.35 1))
Malha 2	2	Level 1	Level (2 2)	((0.1 6) (0.15 5) (0.20 4) (0.25 3) (0.3 2) (0.35 1))
Malha 3	2	Level 1	Level (1 1)	(0.12 5) (0.20 4) (0.28 3) (0.36 2) (0.44 1)
Malha 4	2	Level 1	Level (2 2)	((0.12 5) (0.20 4) (0.28 3) (0.4 2) (0.55 1))

Tabela 9: Definições das diferentes malhas

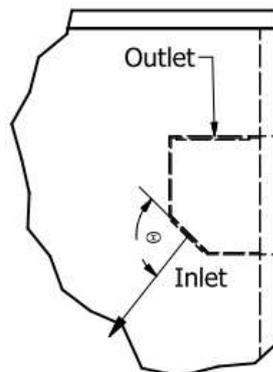


Figura 11: Detalhe evaporador

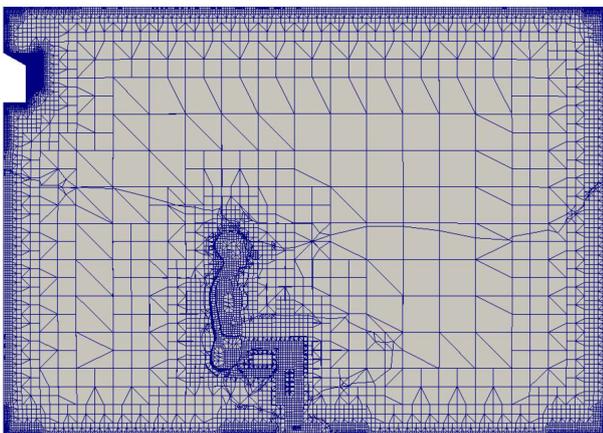


Figura 12: Malha 1

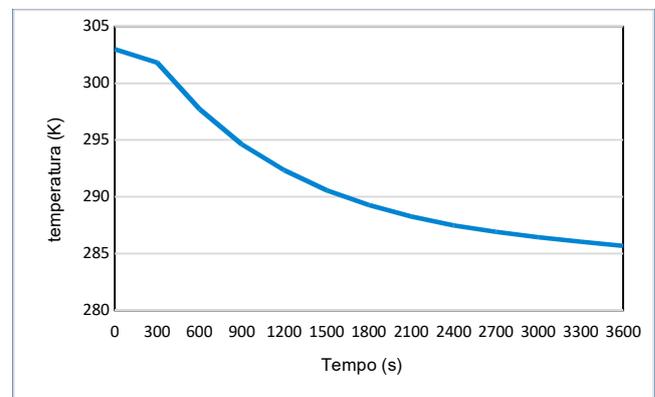


Figura 13: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 1

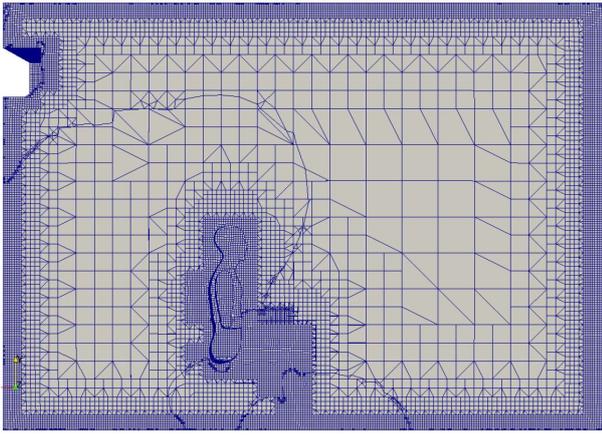


Figura 14: Malha 2

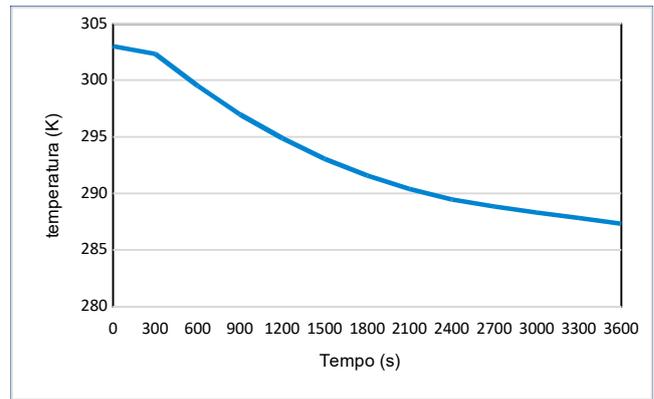


Figura 15: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 2

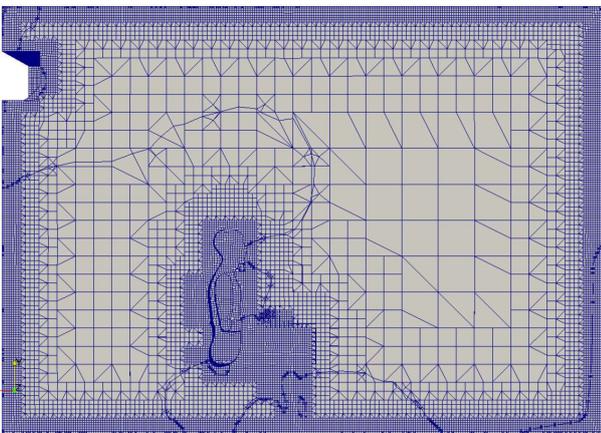


Figura 16: Malha 3

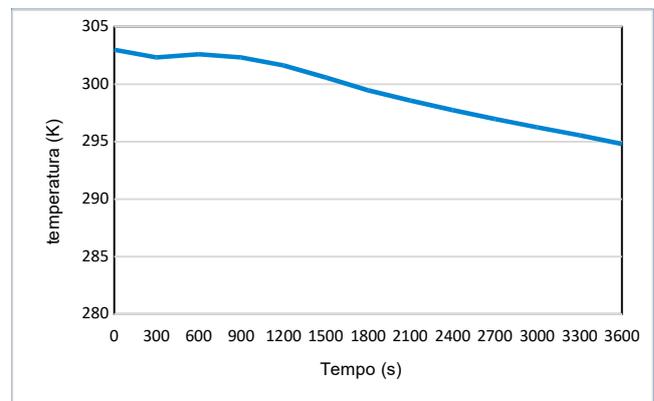


Figura 17: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 3

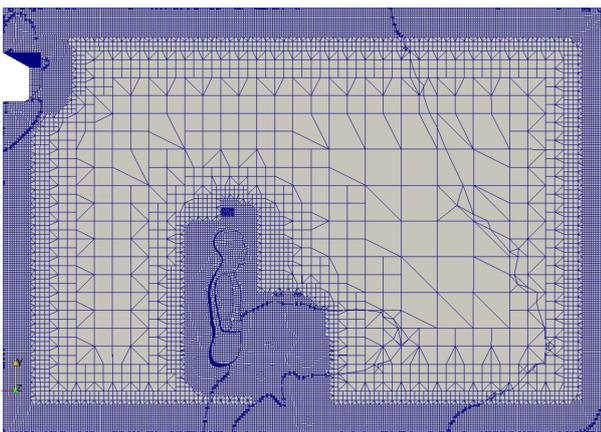


Figura 18: Malha 4

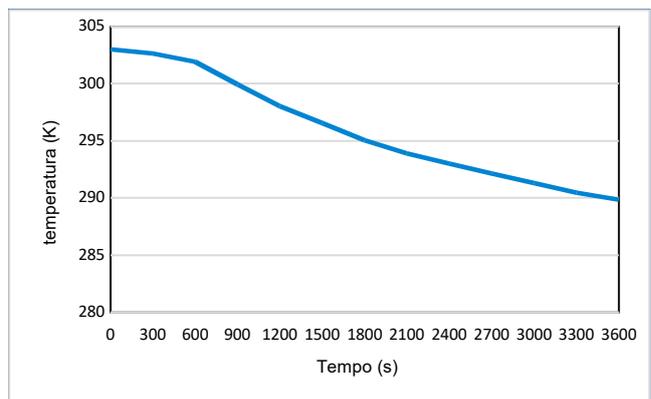


Figura 19: Gráfico Temperatura no Retorno X Tempo - Malha 4

Tendo esses gráficos associados ao tempo computacional, descritos na Tabela 10, se define a Malha 4, como a ideal para simular as outras condições. Pois tem-se um tempo computacional reduzido, em comparação as malhas 1 e 2, com uma representação da temperatura decrescente e não linear ao longo do tempo, ao contrário da malha 3.

Malhas	Pontos	Tempo (s)
Malha 1	7720146	38480
Malha 2	3237318	25151
Malha 3	3250573	8508
Malha 4	4911055	13416

Tabela 10: Tempo Computacional por malha

Como último teste, realizou-se uma simulação utilizando o algoritmo buoyantPimpleFoam para conferência e aprimoramento dos fatores de relaxamento a serem utilizados no buoyantSimpleFoam. O algoritmo buoyantPimpleFoam apesar de mais preciso, demanda um tempo computacional muito maior. Na simulação desse trabalho, utilizando o caso padrão no intervalo de 3600 s, foram necessários em torno de 15 dias (1.300.000 s) para se obter um resultado. Para o aprimoramento se modificou os fatores de relaxamento da Velocidade (U) e do coeficiente de convecção (h), analisando a temperatura do retorno em função do tempo.

Depois de vários testes, com o algoritmo buoyantSimpleFoam, chegou-se a fatores de relaxamento conforme descrito na Tabela 11, que descrevem a temperatura de retorno, em função do tempo, de maneira similar ao algoritmo buoyantPimpleFoam, porém com um tempo computacional, para o caso padrão no intervalo de 3600 s, de 145.000 s. Além dos fatores de relaxamento foi necessário o teste com diferentes delta t de simulação, chegando a um valor de 0,2 s. ao invés do 1 s utilizado nos testes de malhas. Essa similaridade pode ser observada nos gráficos que seguem nas Figura 20 e Figura 21.

Fator de relaxamento		
Variavel	Inicial	Final
U	0,3	0,6
h	0,7	0,8

Tabela 11: Fator de relaxamento inicial e final

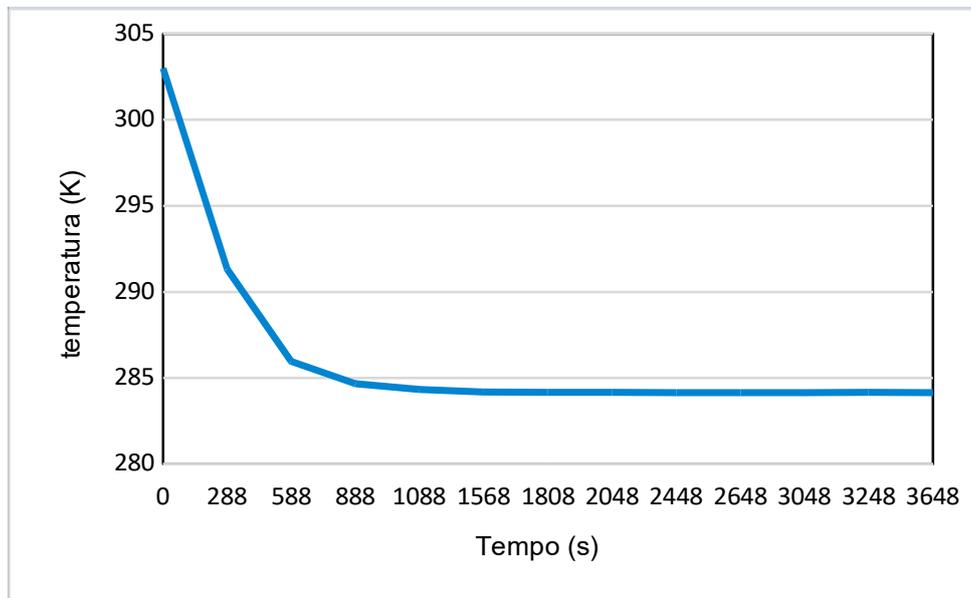


Figura 20: Gráfico Temperatura no Retorno x Tempo - Simulação usando o algoritmo *buoyantPimpleFoam*

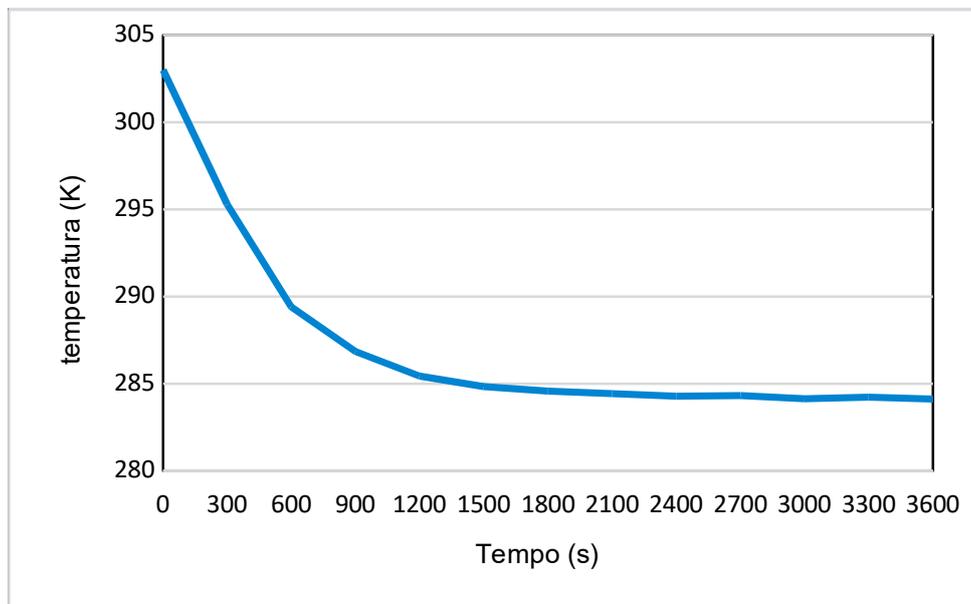


Figura 21: Gráfico Temperatura no Retorno x Tempo - Simulação usando o algoritmo *buoyantSimpleFoam Aprimorado*

Mesmo com a similaridade alcançada, pode-se ver que, quando utilizado o algoritmo *buoyantPimpleFoam* o equilíbrio é alcançado mais rápido, em um tempo aproximadamente igual a 700 s, enquanto no *buoyantSimpleFoam* se alcança no tempo aproximado de 1200 s. Porém a diferença de temperatura é no intervalo de 700 a 1200 é na faixa de 2°C , o que pode ser significativo mas não interfere na qualidade do comportamento da distribuição de temperatura ao longo do tempo. Tendo isso em mente, prosseguiu com as outras simulações utilizando *buoyantSimpleFoam*, com a Malha 4 modificada e delta t de simulação igual a 0,2s.

5 RESULTADOS

Determinadas as condições de contorno, a malha a ser utilizada e o algoritmo buoyantSimpleFoam, aprimorado, para os casos estudados, serão agora analisados e discutidos os resultados obtidos, através do uso do OpenFOAM. As principais variáveis analisadas serão as distribuições de temperaturas; nos Eixos X e Z e planos X-Y e Y-Z; a temperatura de retorno do evaporador e o campo de velocidades no Eixo X

Serão assim apresentados gráficos e imagens dessas variáveis ao longo do tempo, apresentando primeiramente os resultados do caso padrão, para assim comparar com as demais 11 simulações, procurando entender as diferenças e possíveis problemas.

As demais 11 simulação podem ser divididas em quatro grupos de análises; Análise da influência da posição da evaporadora, análise do ângulo de insuflamento, análise da orientação da evaporadora e análise diversas. Com isso segue a Tabela 12, com as respectivas alterações em relação ao caso padrão.

Simulações	
1	Caso Padrão
Análise da influencia da posição da evaporadora	
2	H = 0,4 m
3	H = 0,6 m
4	L = 1,0 m
Análise do ângulo de insuflamento	
5	Ângulo $\Theta=0^\circ$
6	Ângulo $\Theta=30^\circ$
7	Ângulo $\Theta=60^\circ$
8	Ângulo Θ variável, onda triangular, anexo C
Análise da orientação da evaporadora	
9	Parede Frontal ao evaporador como Fronteira
10	Parede traseira ao evaporador como Fronteira
Análises Diversas	
11	$U=1,5$ m/s e $T_{inlet}=12^\circ\text{C}$
12	Superfícies Fronteiras sem isolamento

Tabela 12: Simulações - Modificação em relação ao caso padrão

As Figuras 22 e 23 mostram os eixos e planos que são utilizados nos gráficos e imagens apresentados.

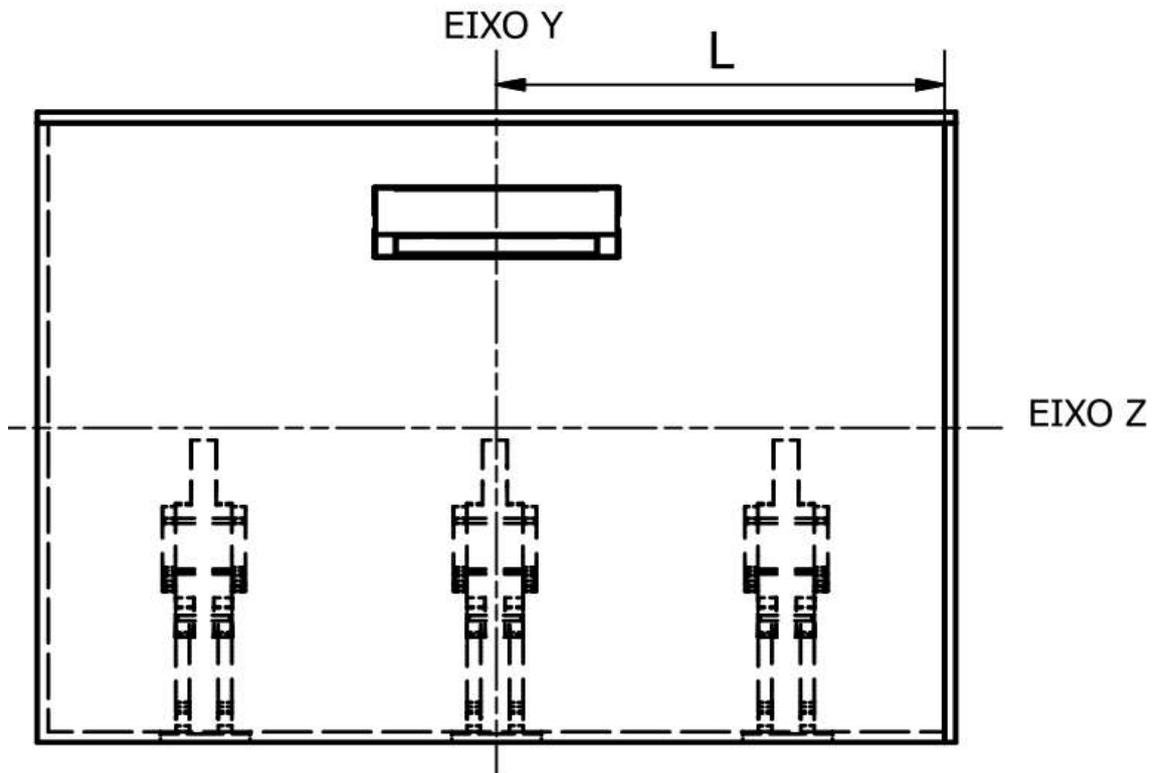


Figura 22: Plano Y-Z

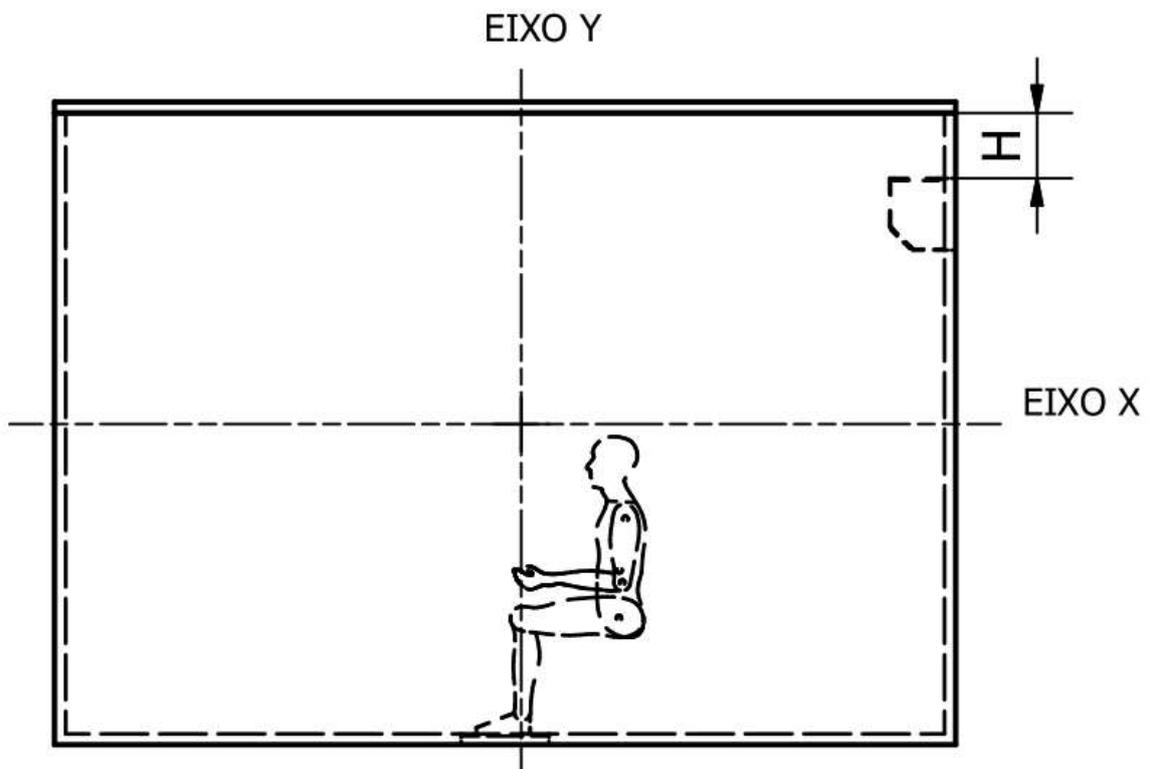


Figura 23: Plano X-Y

5.1 Caso padrão

No caso padrão já é possível perceber a influência das interferências e fronteiras na distribuição de temperatura da sala modelada. Podendo ser observado nas Figuras 24 e na 25 de maneira bem clara o incremento de temperatura localizado devido à presença das pessoas sentadas, sendo também observada a influência do contato direto do ar de insuflamento na pessoa localizada no meio da sala. Já a influência das fronteiras, neste caso o teto e a parede lateral, é observado de maneira mais sutil, como visto na Figura 25, onde mostra um ligeiro aumento de temperatura no ponto de 4,0 m e na Figura 26 que mostra a parte superior da sala mais quente que a parte de baixo. Esta última, porém, também há influência da convecção natural na sala.

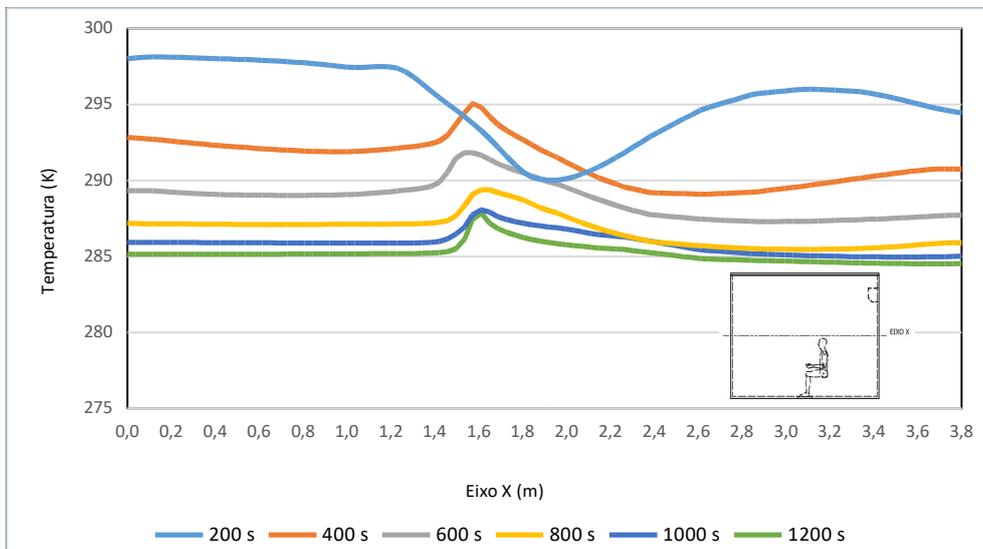


Figura 24: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - caso padrão

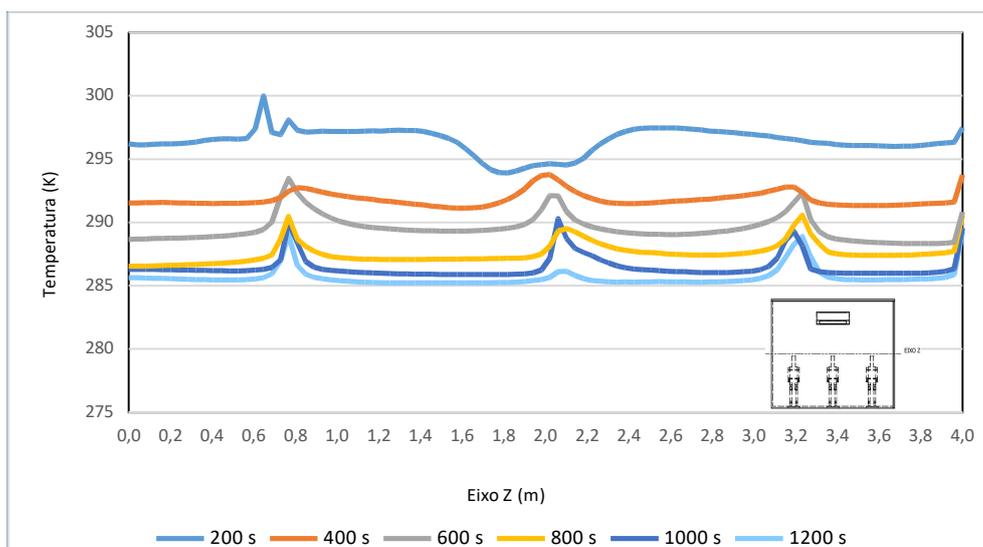


Figura 25: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - caso padrão

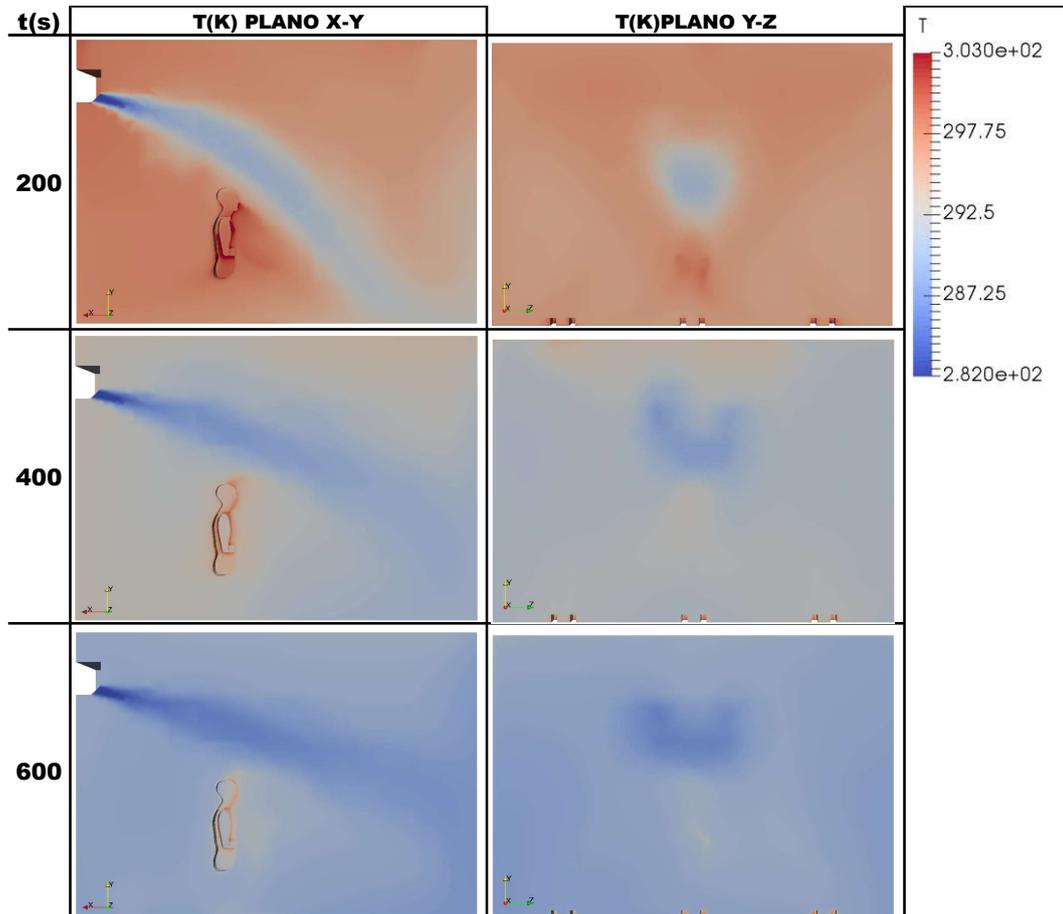


Figura 26: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - caso padrão

É possível observar também nessas figuras que a sala chega a um equilíbrio térmico em uma temperatura aproximada de 285 K, a partir do tempo 1200 s, ou 20 min. Essa temperatura não é de interesse prático, pois a sala estaria em um desconforto térmico considerável, porém pode indicar o caso mais eficiente dentre os estudados.

Outro ponto importante a ser analisado é em quanto tempo a sala chega a uma temperatura considerada ideal para conforto térmico, com uma temperatura de 22 °C ou 295 K. Observar que a sala chega nessa temperatura de maneira relativamente rápida, antes dos 400 s, com aproximadamente 300 s, como mostrado nas Figuras 24 e 25. Isso se deve ao fato da temperatura e velocidade de insuflamento, como já dito, estar propositalmente exagerado, fixados em 282 K e 2,0 m/s ao longo do tempo. Mas mesmo assim é possível observar, na Figura 26, bolsões de calor antes desses 400 s, na região onde não há contato direto do ar de insuflamento, que enquanto na região central já está em uma situação de conforto, esta região está com uma temperatura de aproximadamente 300 K no tempo de 200 s.

Na Figura 27, é possível observar que o fluxo de ar se mostra plenamente desenvolvido também em torno de 400 s, porém sua velocidade de contato é alta e na região entre 2,3 m e 3,4 m, com valores acima de 0,2 m/s, que são maiores do que indicado na NBR 16401-2. É importante salientar que em um caso real, a velocidade de insuflamento teria sido diminuída caso o controle do ar-condicionado tipo mini-split tivesse indicando que a temperatura estabelecida pelos ocupantes tivesse sido alcançada.

Porém antes do fluxo plenamente desenvolvido observa-se uma velocidade ainda mais alta em uma região mais central, entre 1,4 e 2,5 metros, e isso ocorre antes mesmo de se chegar a uma temperatura de conforto térmico, em tempos anteriores a 200 s, como indicado na Figura 27.

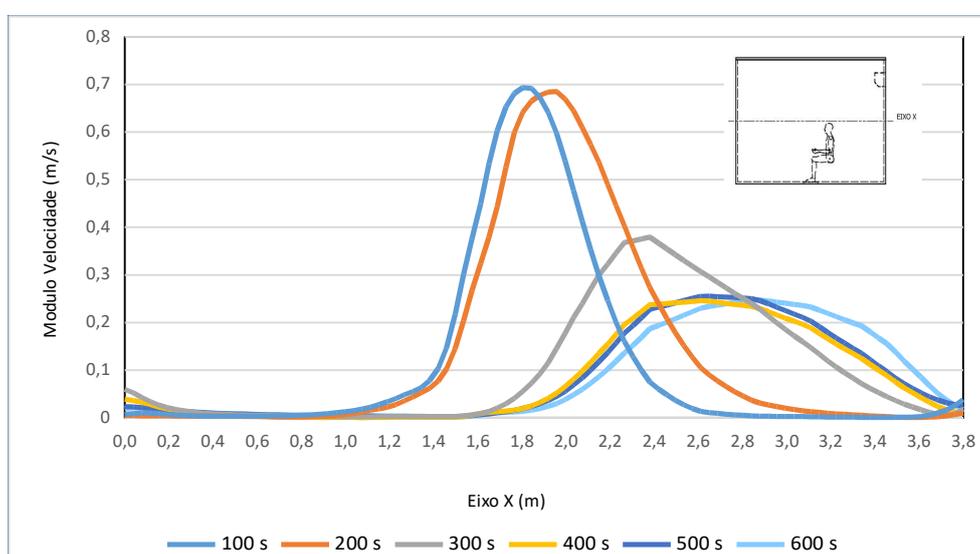


Figura 27: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - caso padrão

Descrito o caso padrão, cabe agora ressaltar as diferenças que cada caso em relação a este modelo, iniciando pela Análise da influência da posição da evaporadora, que será descrita a seguir.

5.2 Análise da influência da posição da evaporadora

5.2.1 Evaporadora H = 0,4 m

Neste caso simulado houve muitas semelhanças com o caso padrão descrito anteriormente, tanto no tempo para se alcançar o equilíbrio térmico e a temperatura de conforto, quanto no tempo de para que o fluxo se torne totalmente desenvolvido. Mantendo os mesmos bolsões de calor no ambiente.

A grande diferença do dois casos foi o fato do ar de insuflamento tem um contato com o ocupante central em uma velocidade maior, conforme mostrado na Figura 28, o que ocasionou na região uma temperatura inferior do que aquela observada no caso padrão, isso pode ser verificado nas Figuras 29 e 30. Isso pode ser justificado pelo simples fato do evaporador estar mais baixo, o que diminui a perda de energia ate a altura do ocupante.

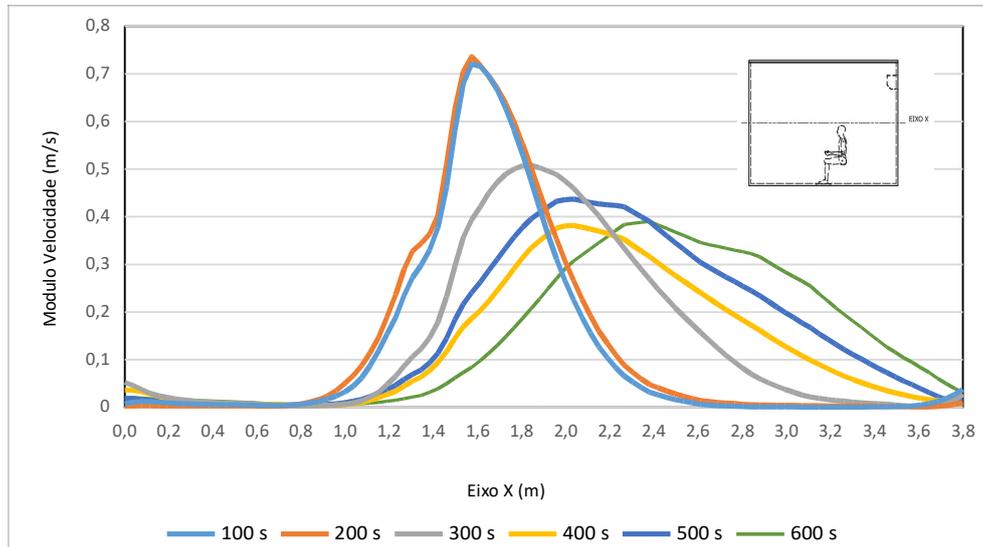


Figura 28: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X – Evap. $H=0,4$ m

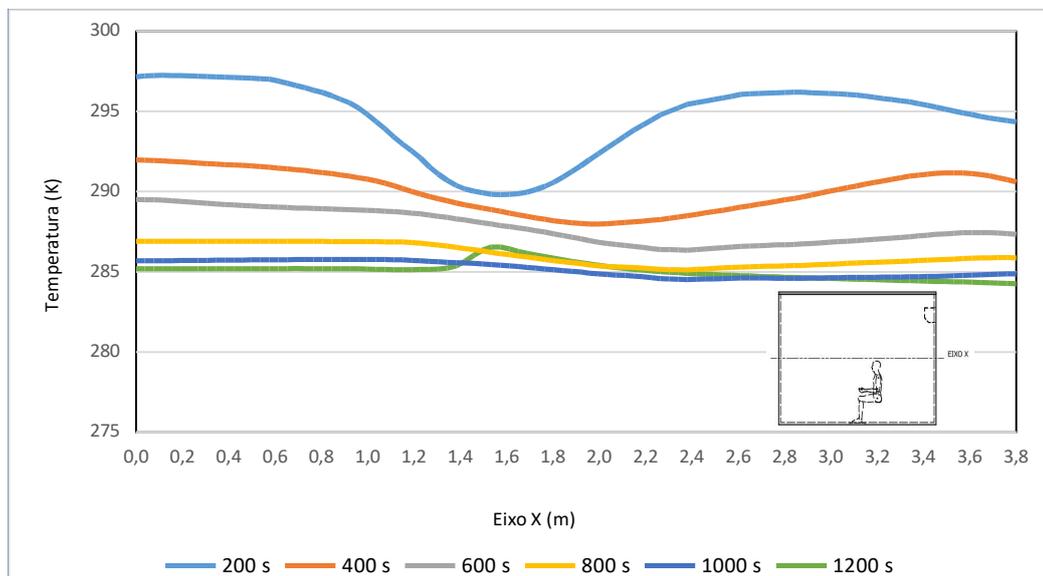


Figura 29: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X – Evap. $H=0,4$ m

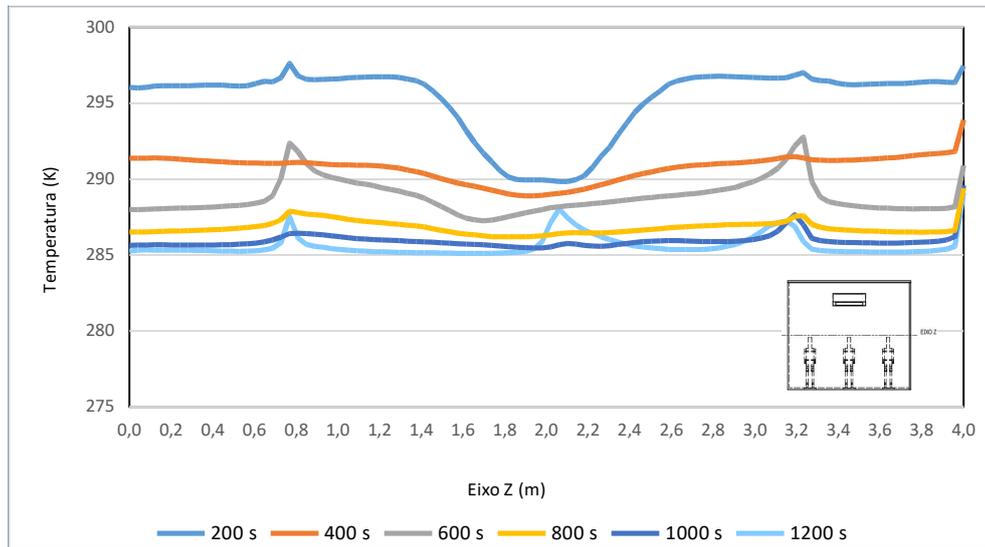


Figura 30: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z – Evap. H=0,4 m

5.2.2 Evaporadora H = 0,6 m

Já no caso da evaporadora a 0,6 m do teto, se observa um comportamento semelhante ao caso anterior, porém com mais intensidade da velocidade de contato, que culminou em temperaturas mais baixas, na região ocupada, que observadas no caso padrão e ocorrendo também em tempos menores, como visto nas Figuras 31 e 32.

No caso padrão a temperatura de conforto era alcançada em torno do 300 s, de uma maneira relativamente uniforme, porém no caso da evaporadora a 0,6 m, ela é alcançada na região central bem antes que nas demais regiões, em um tempo menor que 200 s. Neste caso, também pode se observar que os bolsões de calor se mostraram mais intensos, não só na horizontal, Figura 32, como também na vertical, como mostrado a Figura 33.

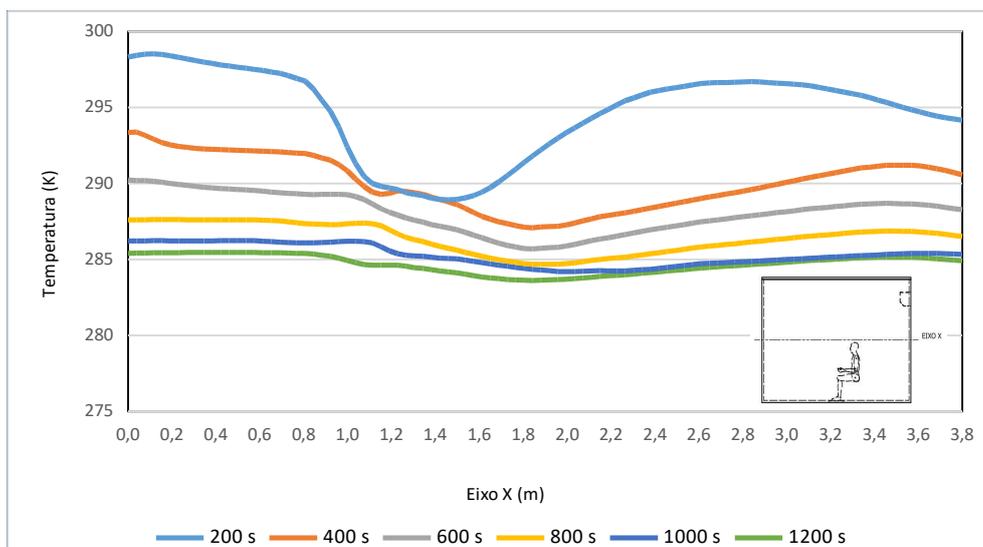


Figura 31: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X – Evap. H=0,6 m

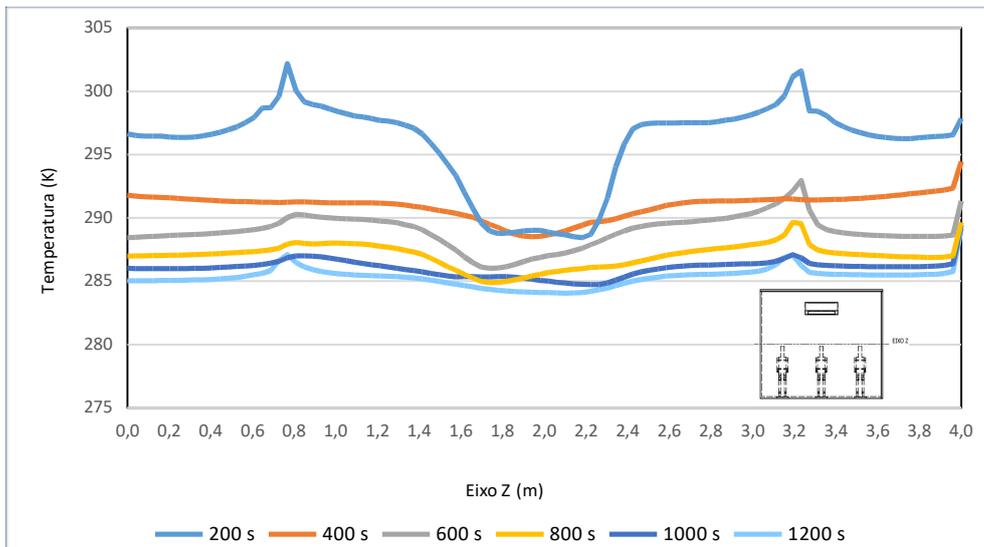


Figura 32: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z – Evap. $H=0,6$ m

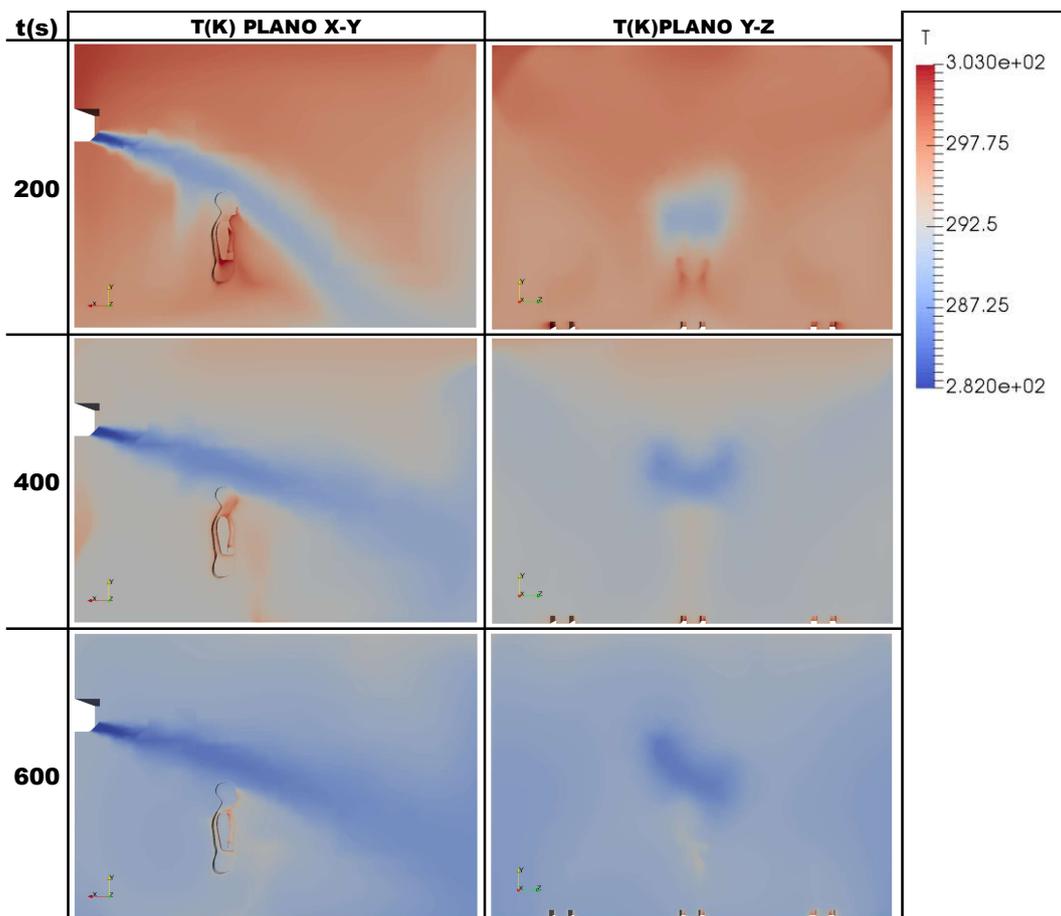


Figura 33: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - Evaporador $H=0,6$ m

Já na Figura 34, é possível observar que o fluxo de ar se mostra plenamente desenvolvido antes de 400 s, com sua maior intensidade na região entre 1,2 m e 2,3 m, com valores muito acima do caso padrão e conseqüentemente maiores que os 0,2 m/s indicados na NBR 16401-2.

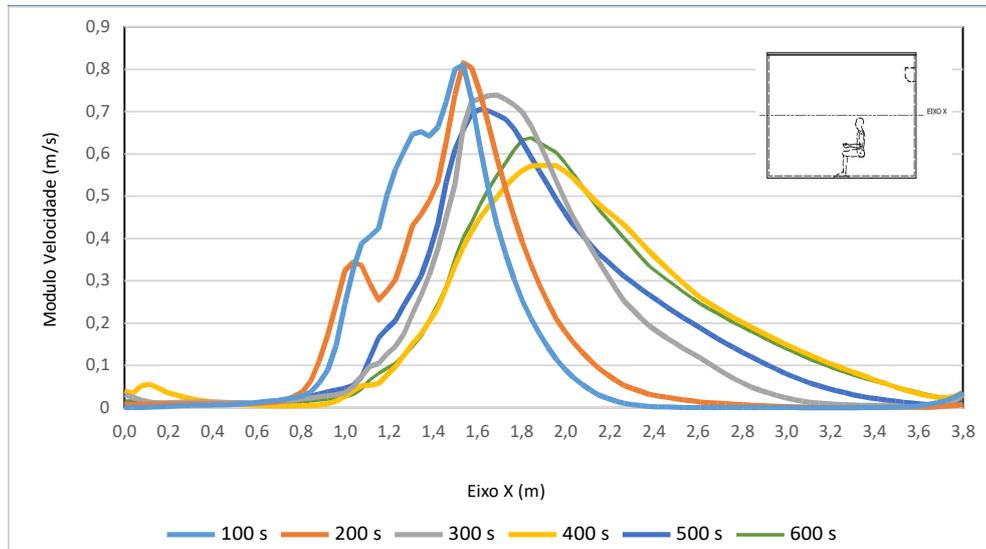


Figura 34: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X – Evap. H=0,6 m

5.2.3 Evaporadora Lateral L=1,0 m

Neste caso do evaporador instalado lateralmente, as diferenças com o caso padrão não se mostraram significativas, tanto no tempo de equilíbrio térmico e de conforto, quanto no tempo de para o fluxo ficar plenamente desenvolvido, como demonstrado na e na Figura 35 e na Figura 36, porém apenas valendo ser ressaltado o leve aumento de gradiente de temperatura no eixo Z.

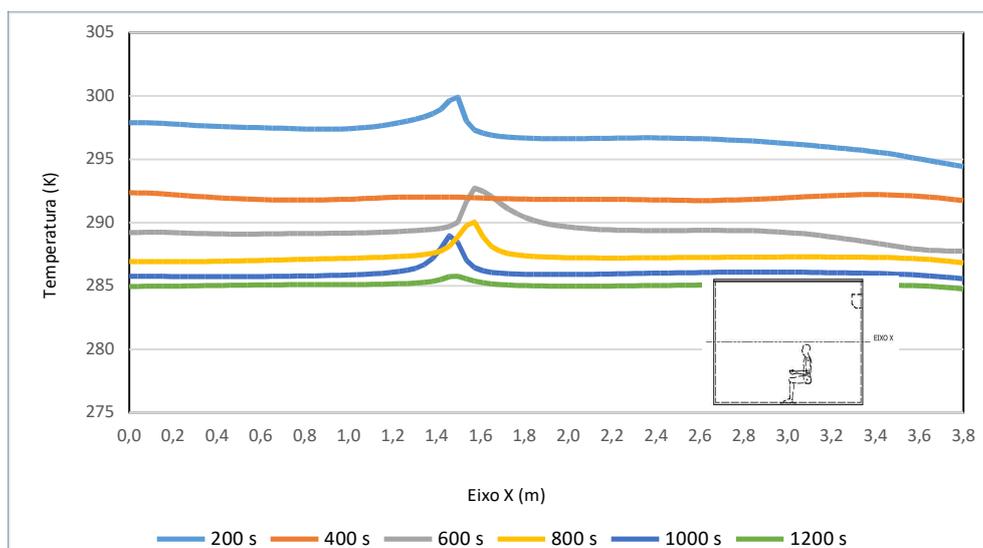


Figura 35: Gráfico – Temp. X Posição Eixo X – Evap. Lateral L=1,0 m

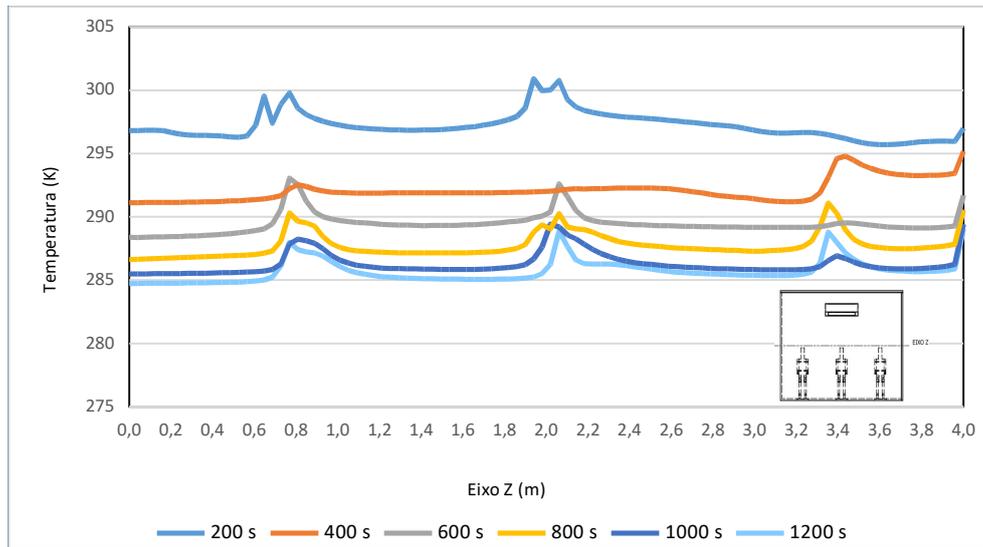


Figura 36: Gráfico – Temp. X Posição Eixo Z – Evap. Lateral L=1,0 m

O gráfico e imagem apresentados nas figuras 37 e 38, respectivamente, seguem para descrever o comportamento paralelo ao fluxo de ar, que pode ser entendido aos outros casos. Indicando a velocidade e a temperatura percebida pelo ocupante logo ao lado do fluxo.

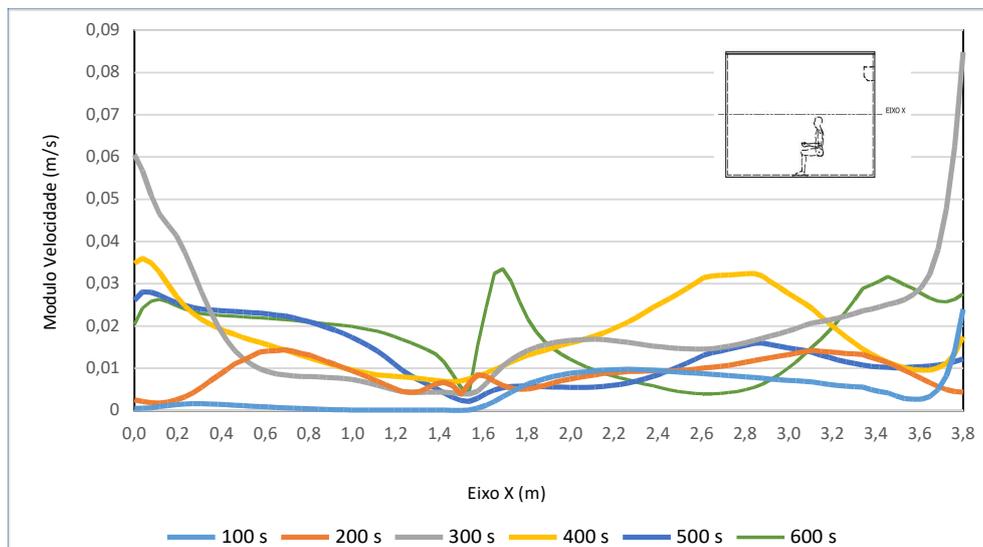


Figura 37: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X – Evap. Lateral L=1,0 m

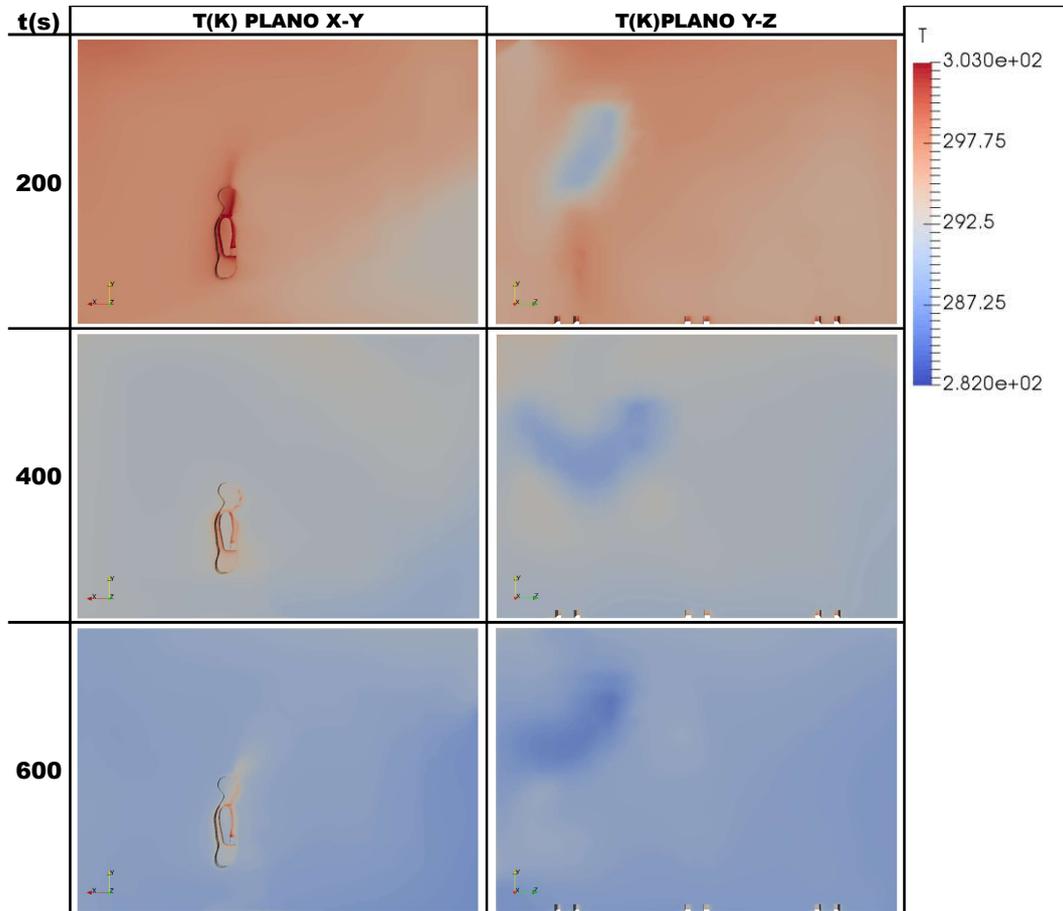


Figura 38: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - Evaporador Lateral $L=1,0$ m

5.3 Análise do ângulo de insuflamento

5.3.1 Ângulo $\Theta=0^\circ$

Iniciando a análise da influência do ângulo de insuflamento, no caso do ângulo $\Theta=0^\circ$, pode-se observar que se tem o maior alcance do fluxo de ar e menor velocidade de contato, como indicado na Figura 39, que também indica um tempo maior para o fluxo se tornar plenamente desenvolvido, sendo posterior aos 600 s.

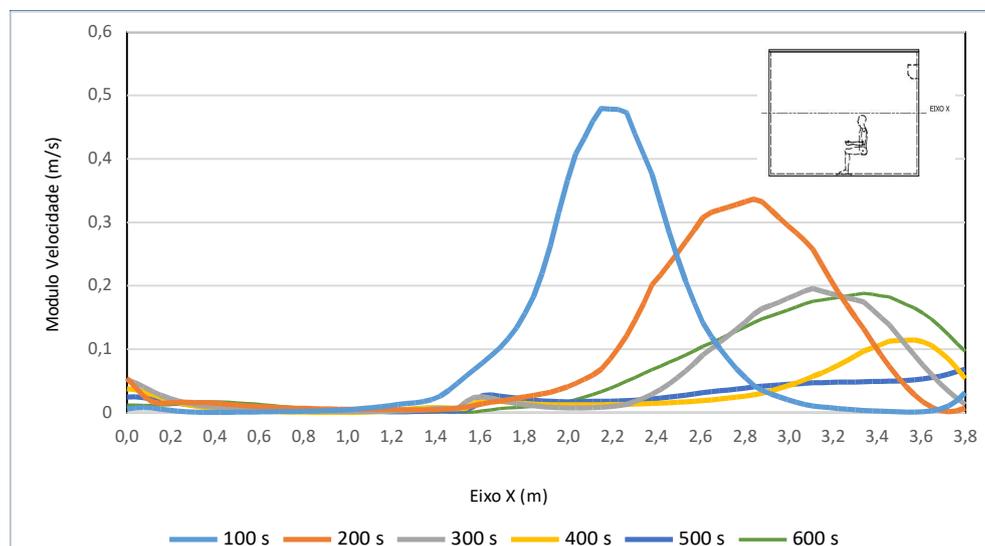


Figura 39: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - ângulo 0°

Porém como pode ser observado na Figura 40 e na Figura 41, o tempo para chegar a temperatura de conforto é cerca de 100 s a mais, que o caso padrão, chegando a 400 s para atingir 295 k na região ocupada. E o equilíbrio térmico também é alcançado depois dos 20 min, conforme acontece no caso padrão.

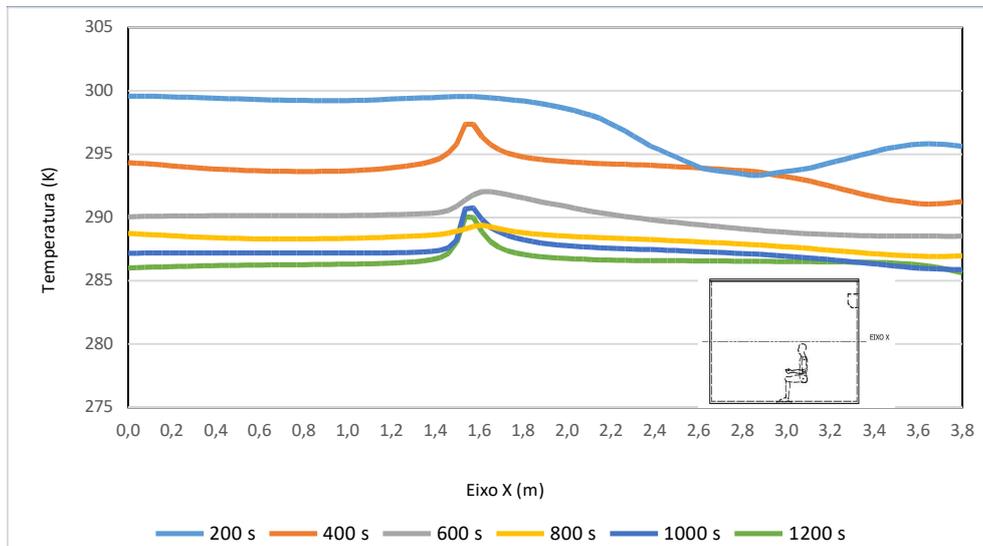


Figura 40: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - ângulo 0°

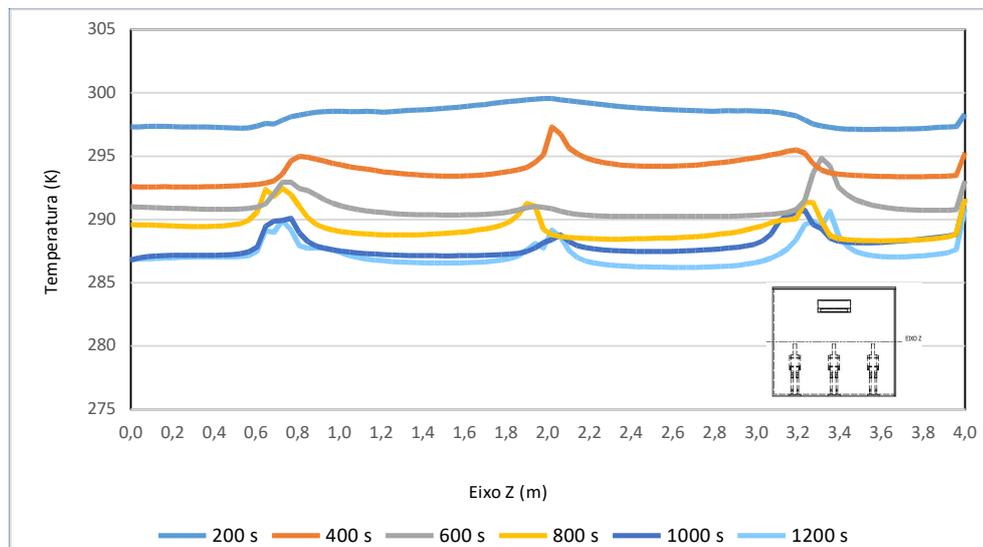


Figura 41: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - ângulo 0°

Outra consequência percebida desse ângulo de insuflamento é uma certa inversão térmica, ou seja, o ar fica mais frio em cima do que na parte de baixo, conforme mostrado na Figura 42, o que acaba justificando o maior tempo para a região ocupada chegar a temperatura de conforto.

Essa inversão em um evaporador comercial com controle ativo, através do termostato no retorno, pode ocasionar uma grande dificuldade na determinação das condições de insuflamento e consequente aumento de consumo de energia

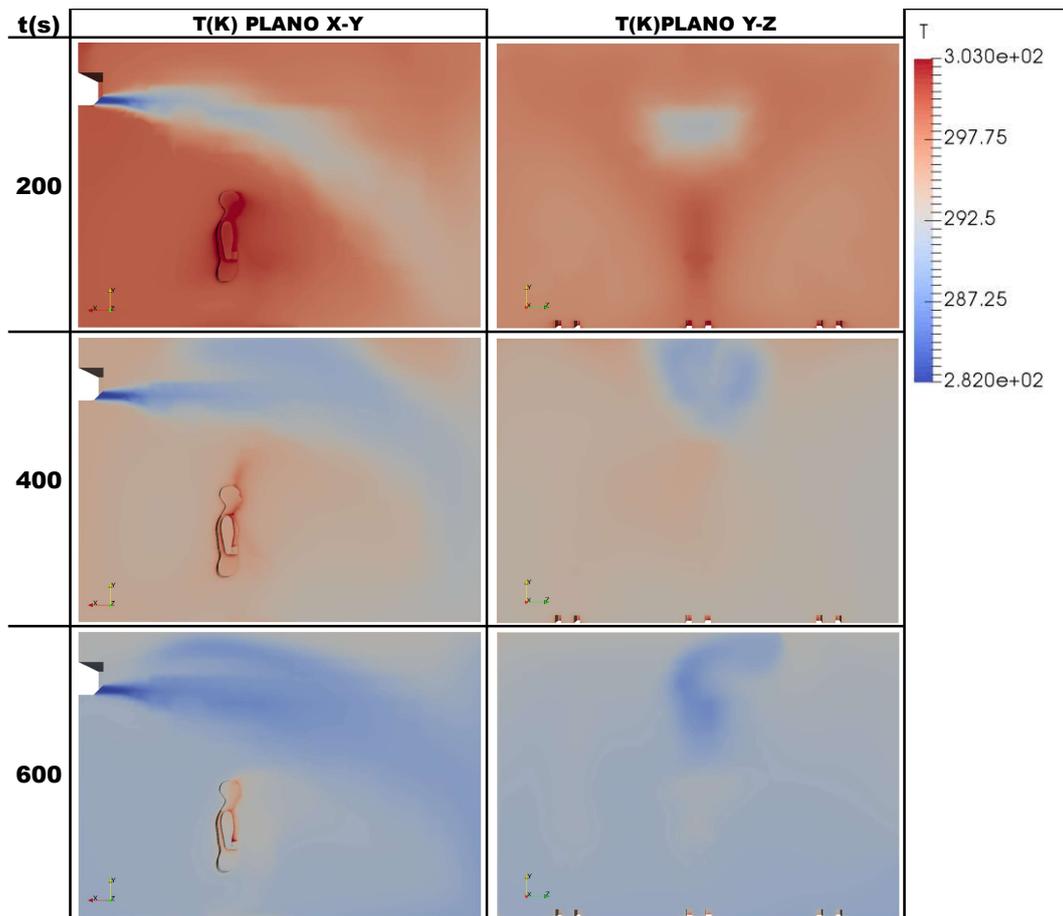


Figura 42: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - ângulo 0°

5.3.2 Ângulo $\Theta=30^\circ$

Já com ângulo $\Theta=30^\circ$, tem-se comportamentos semelhante ao caso da evaporadora a 600 mm do teto, com maior intensidade da velocidade de contato e temperaturas mais baixas, na região ocupada, que observadas no caso padrão, ocorrendo também em tempos menores. Neste caso porém se tem temperaturas ainda menores na região ocupada, como observado nas Figura 43 e 44.

Neste caso, também pode se observa os bolsões de calor, porém de maneira mais amena e mais similar ao caso padrão. Apesar da similaridade a distribuição da temperatura ocorre de maneira mais homogenia e rápida como mostrado na Figura 45. Isso se deve ao fato do ângulo ser maior que o Padrão, que favorece a convecção natural e a altura maior que com o Evaporador a 600 mm do teto, que favorece a difusão térmica.

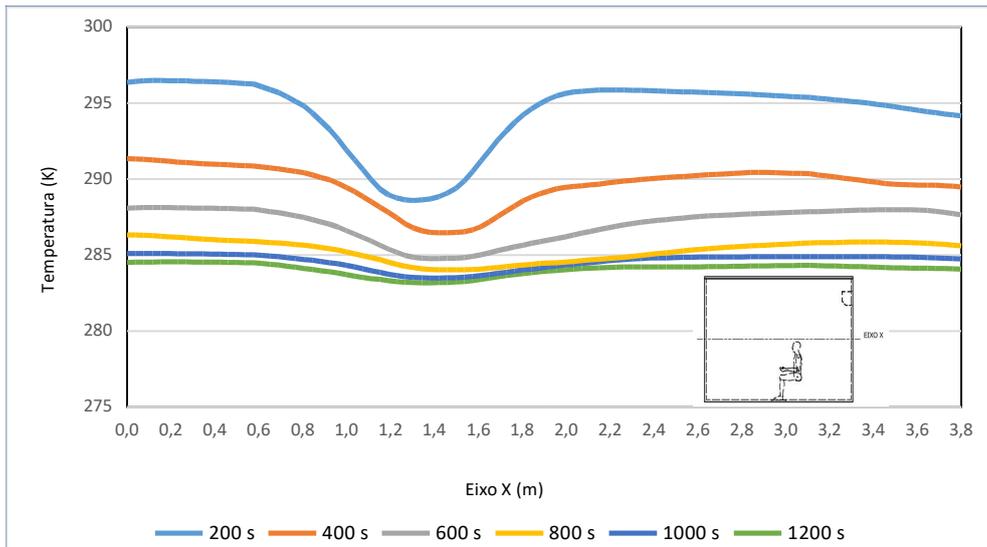


Figura 43: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - ângulo 30°

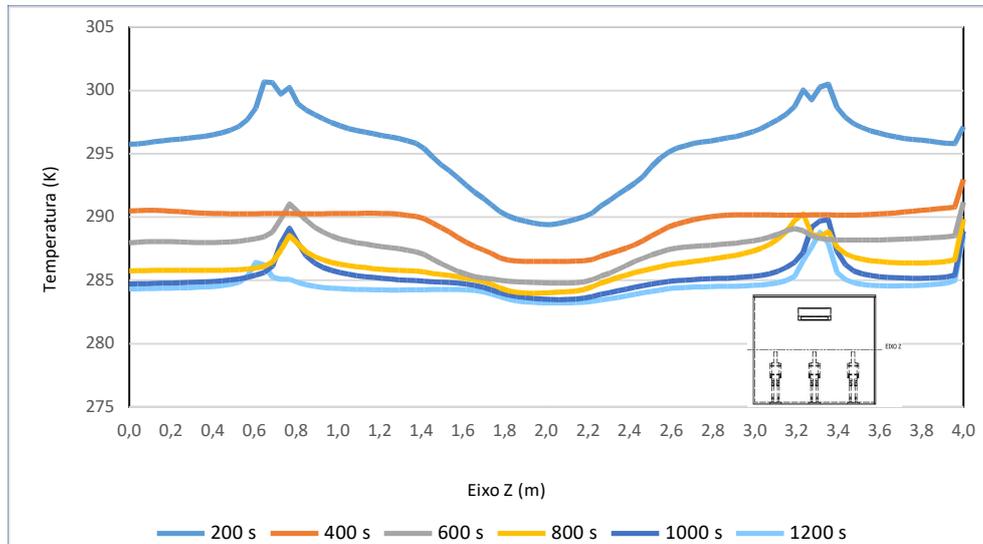


Figura 44: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z -- ângulo 30°

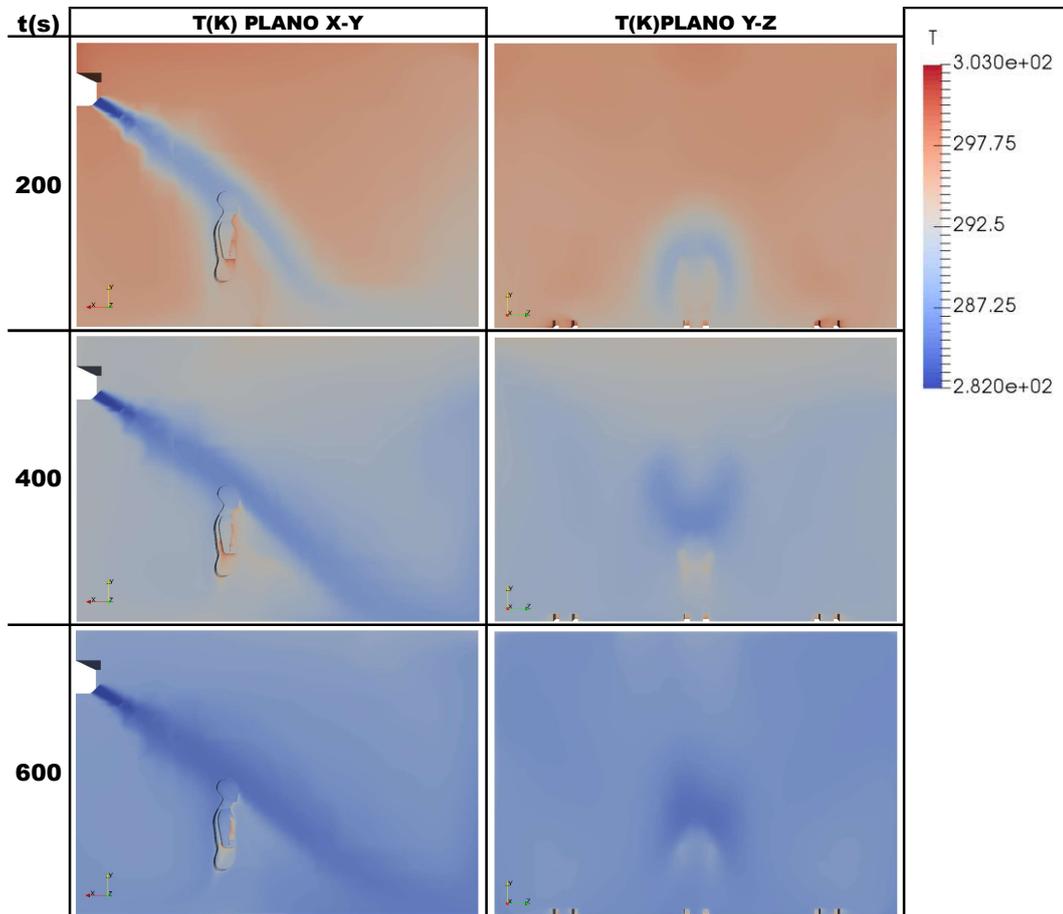


Figura 45: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - ângulo 30°

Na Figura 46 é possível observar que o fluxo de ar se mostra desenvolvido logo aos 100 s, mostrando pouca variação até os 600 s, tendo sua maior intensidade na região entre 0,9 m e 2,0 m, com valores muito acima do caso padrão e conseqüentemente maiores que os 0,2 m/s indicados na NBR 16401-2. Observa-se também uma recirculação devido ao ocupante central na distância de aproximadamente 1,4 m.

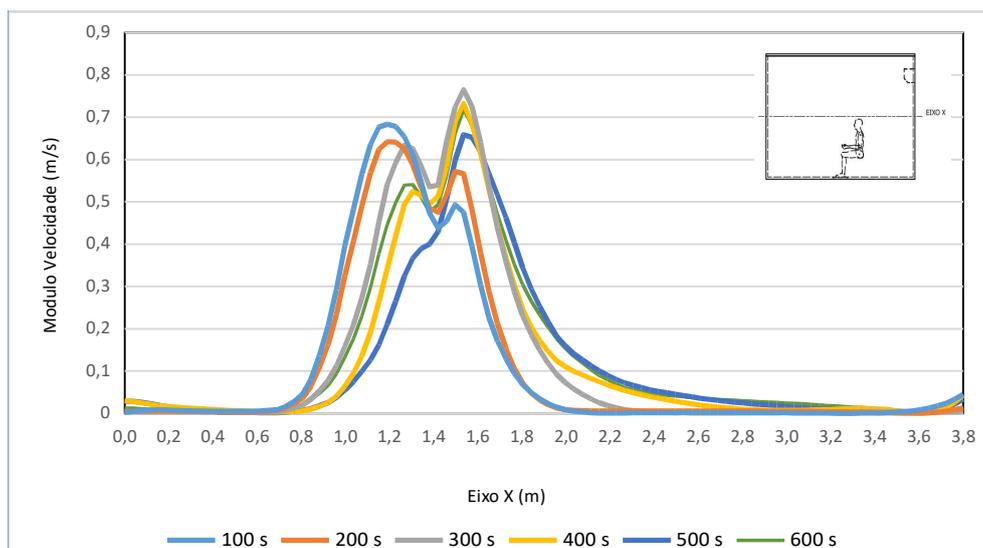


Figura 46: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - ângulo 30°

5.3.3 Ângulo $\Theta=60^\circ$

Observa-se que o tempo para atingir a temperatura de conforto 295 K, é igual a 200 s, tendo uma temperatura bem mais baixa na região onde ha contato direto do fluxo de ar, que é em uma região anterior a ocupada, Figura 47. Um ponto interessante deste caso é o fato da temperatura ser a mais homogeneia na região ocupada, mostrando isso no eixo X e ao longo do tempo no gráfico da Figura 48.

Essa homogeneidade pode ser justificada, quando se observa na Figura 49, que o fluxo de ar atinge o piso sem nenhuma interferência e ao tocar no piso ele se espalha pela sala favorecendo a convecção natural, em comportamento similar a um ar-condicionado com insuflamento pelo piso.

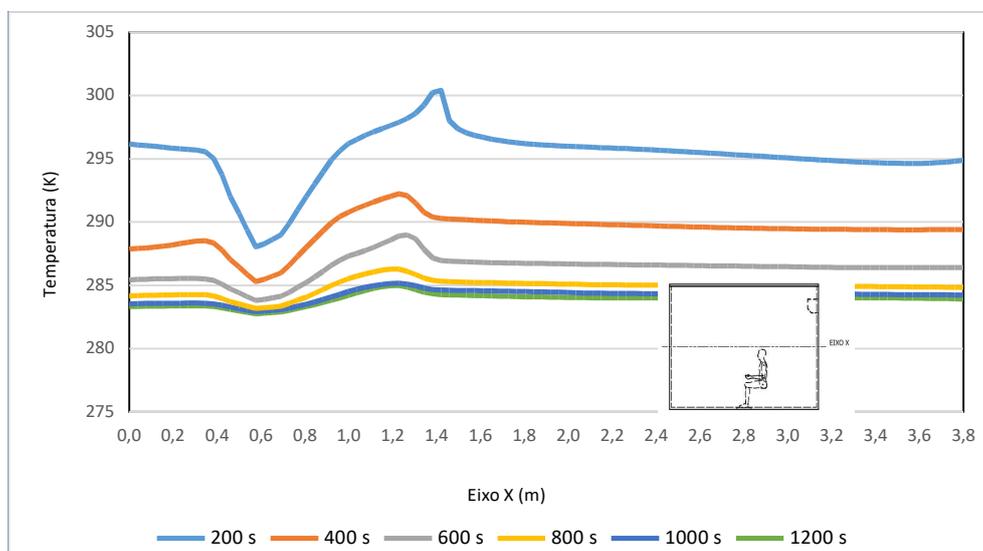


Figura 47: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - ângulo 60°

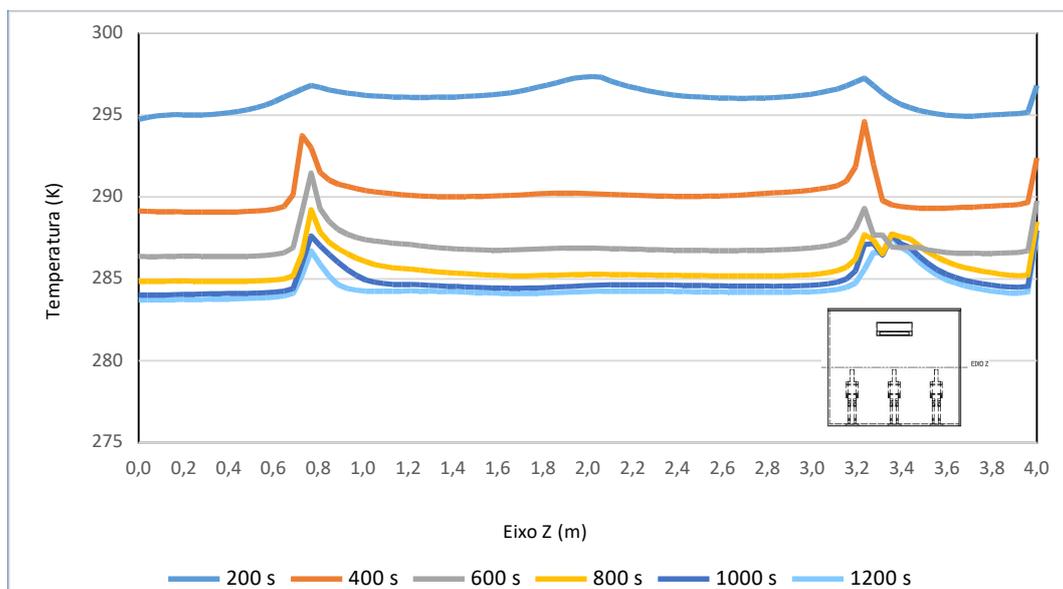


Figura 48: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - ângulo 60°

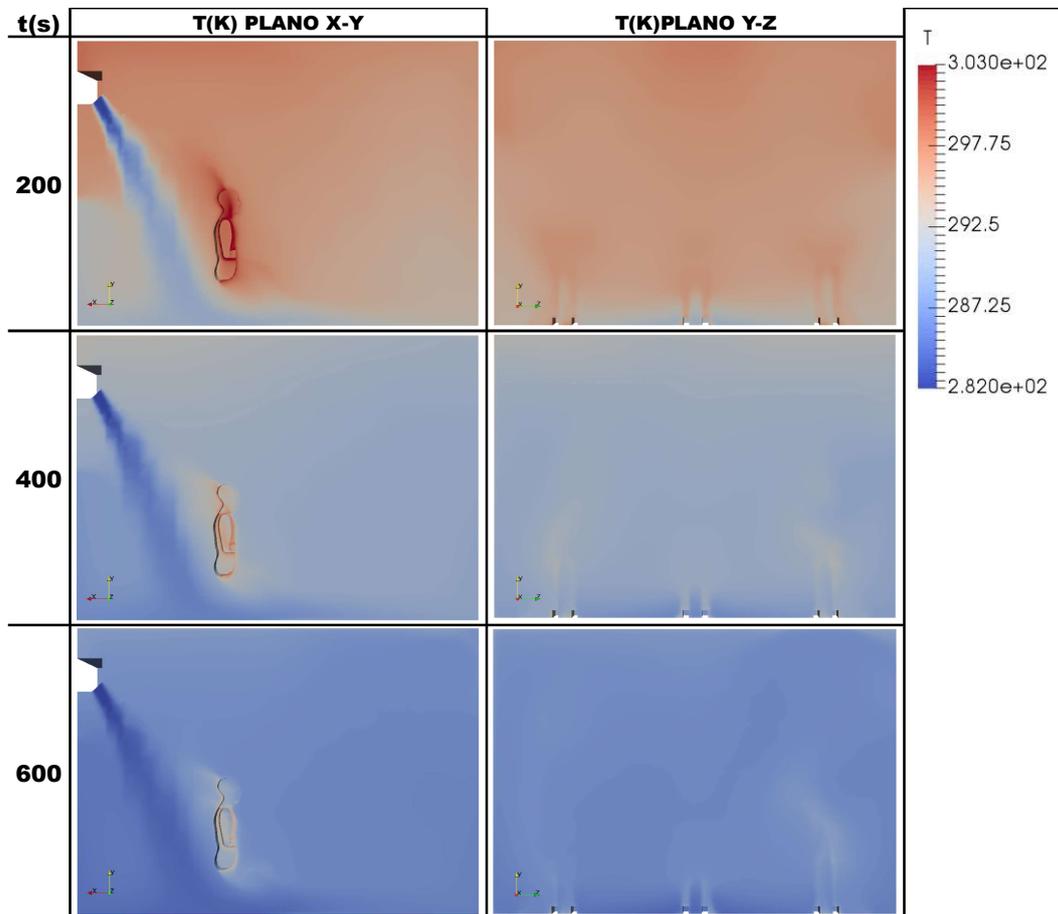


Figura 49: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - ângulo 60°

Ao contrário do ângulo $\Theta=0^\circ$, no caso do ângulo $\Theta=60^\circ$ se tem o menor alcance e maior velocidade de contato, Figura 50. Nesta mesma figura também é possível observar que o fluxo de ar se mostra totalmente desenvolvido até antes dos 100 s, se mostrando constante ao longo do tempo e com a maior intensidade dos casos estudados. E como esperado tem sua maior intensidade na região próxima ao evaporador, entre 0,4 m e 0,9 m, e chega a alcançar 0,9 m/s, velocidade bem acima da NBR 16401-2.

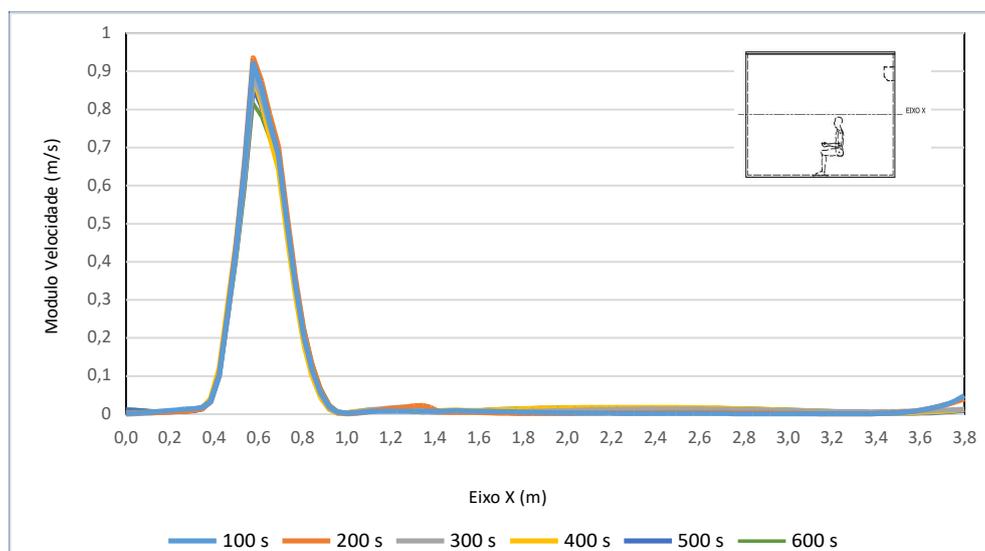


Figura 50: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - ângulo 60°

5.3.4 Ângulo Variável (Swing)

Devido a sua variação no ângulo de insuflamento, a velocidade varia tanto na posição de contato quanto na intensidade como indicado nas Figuras 51 e 52. Observa-se que o tempo para atingir a temperatura de conforto 295 K, é também igual a 200 s, como no caso de ângulo $\Theta=60^\circ$, porém sem ter a temperatura bem abaixo do desejado na região ocupada.

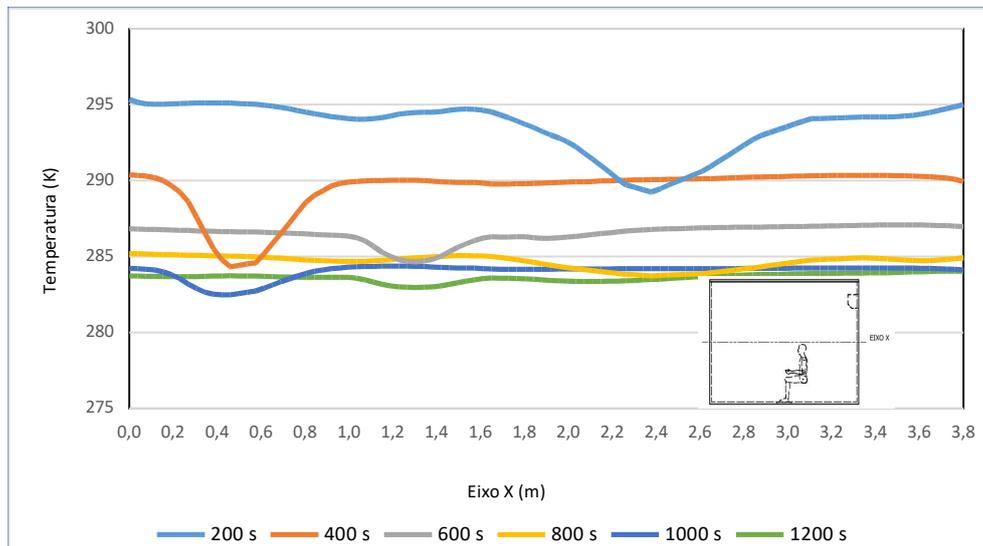


Figura 51: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Swing

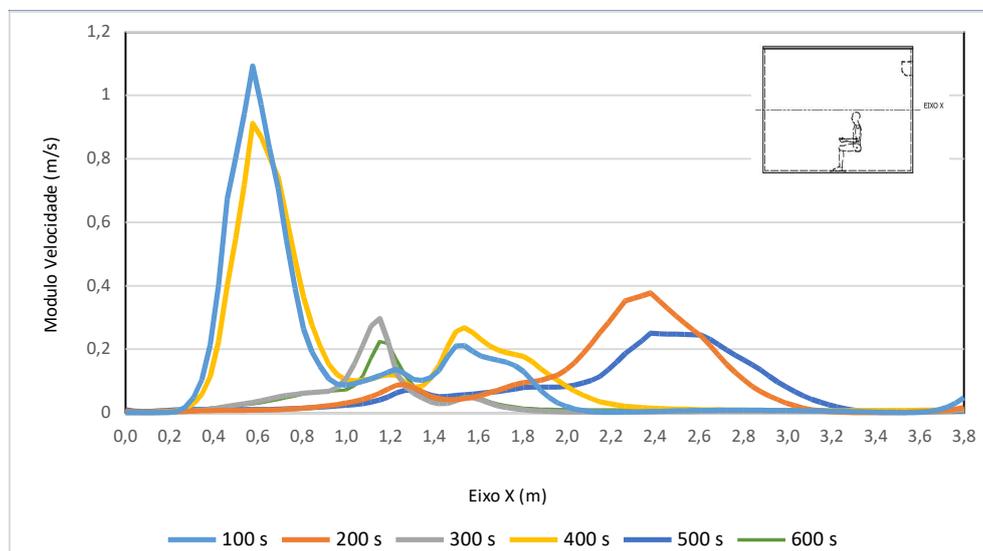


Figura 52: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - Swing

Também se observa uma homogeneidade na distribuição de temperatura no ambiente, conforme Figura 53, porém com a vantagem de ter uma velocidade de contato menor e não direta ao longo do tempo como no caso ângulo $\Theta=60^\circ$, Figura 52.

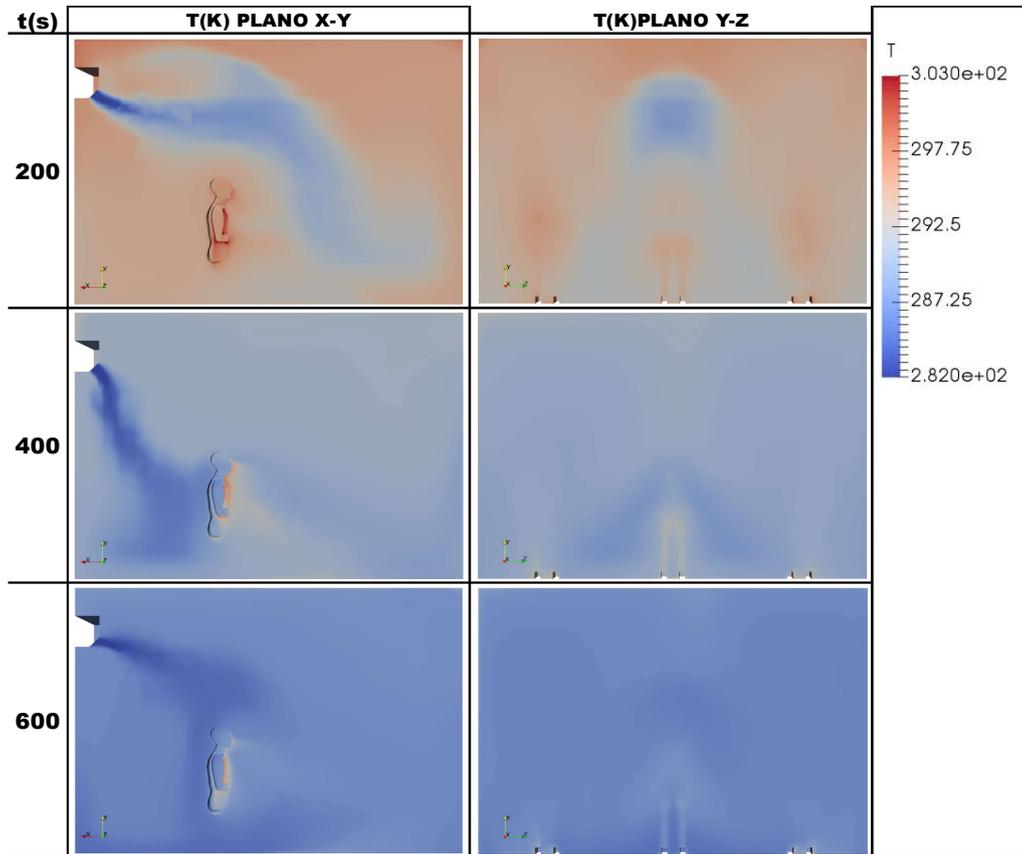


Figura 53: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - Swing

Também na Figura 52 é possível observar que a velocidade de contato vai diminuindo ao longo do tempo em situações que o ângulo se repete, mas, mesmo assim, há situações onde a velocidade é maior que recomendada pela NBR 16401-2. E segue na Figura 54 o desenvolvimento do fluxo de ar ao longo do tempo no caso do swing:

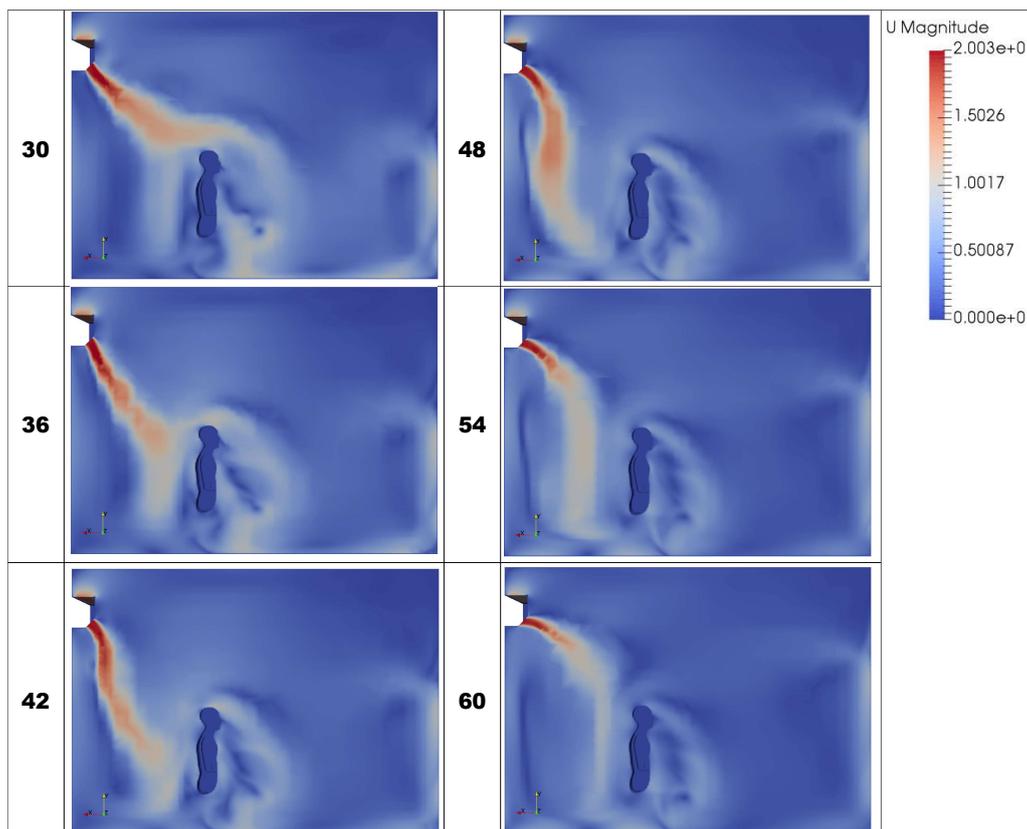


Figura 54: Campo de velocidades - Swing

5.4 Análise da orientação da evaporadora

5.4.1 Parede Frontal e traseira ao evaporador como Fronteira

Nesses casos não houve diferenças significativas em relação ao caso padrão quando se mudou a orientação do evaporador, como pode ser observado nas Figuras 55 e 56, no caso de parede frontal como fronteira e nas Figuras 57 e 58, no caso de parede traseira como fronteira,

Isso se deve ao fato das fronteiras apesar de serem uma importante fonte de calor, devido a sua grande área, não tem uma temperatura de parede interna elevada.

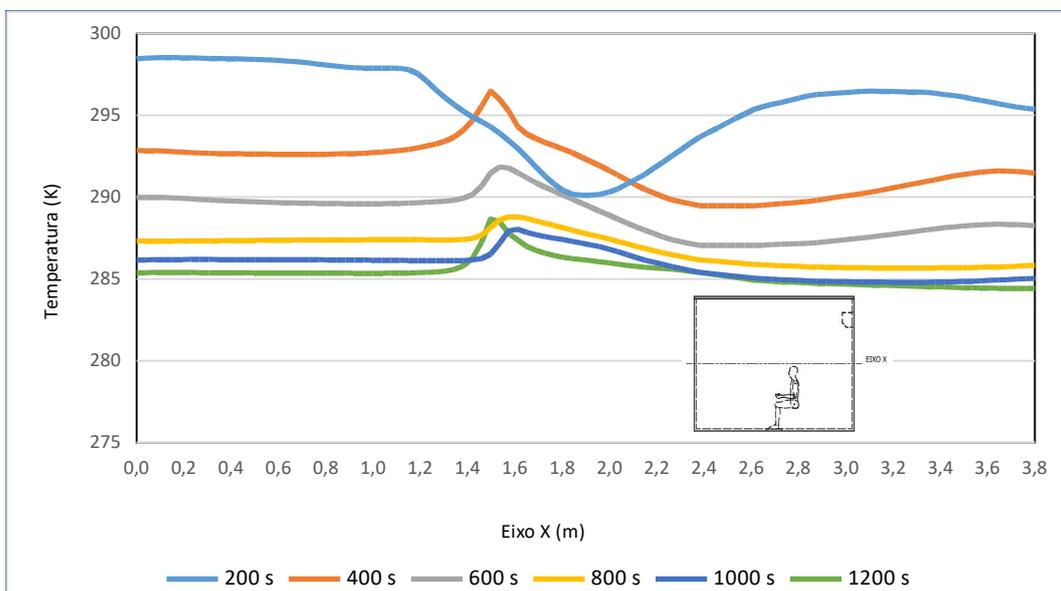


Figura 55: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Parede Frontal

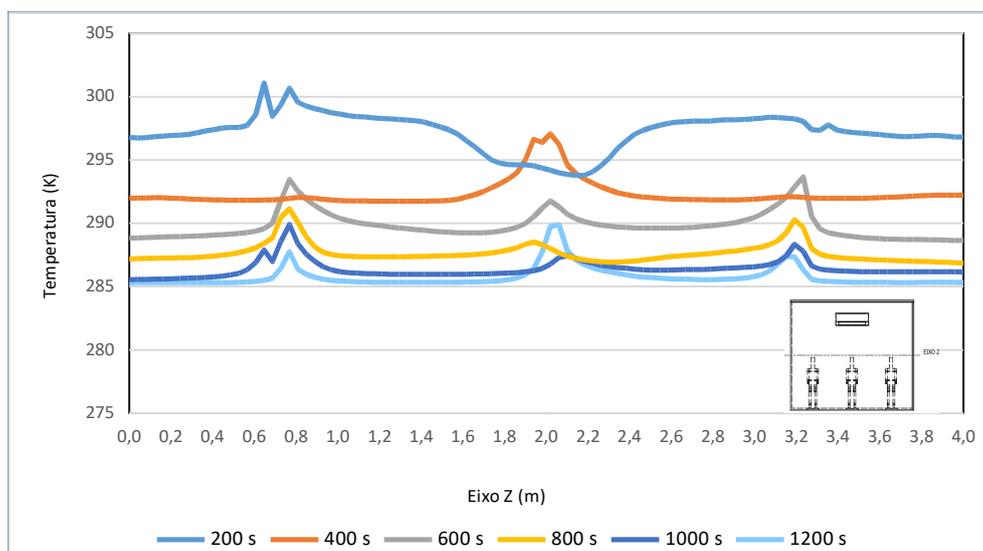


Figura 56: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - Parede Frontal

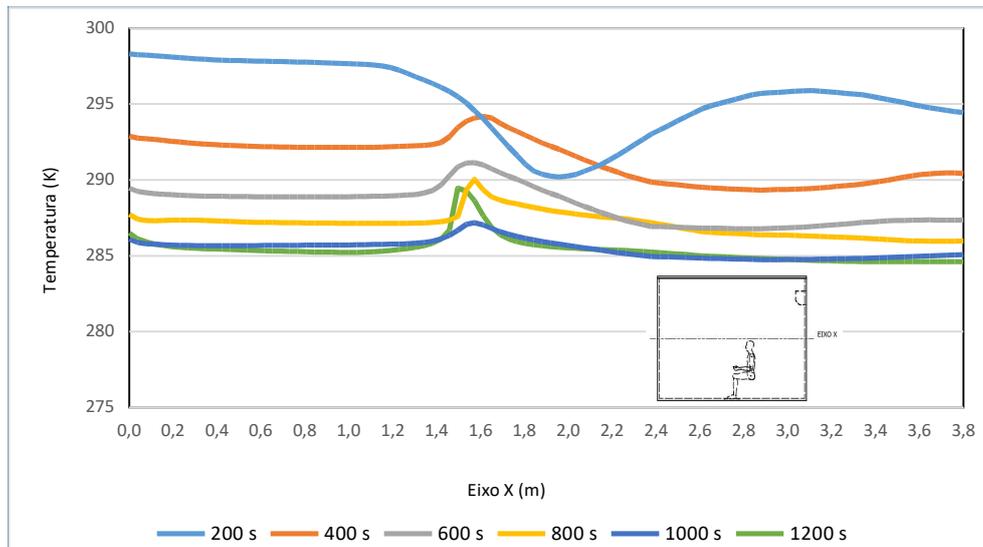


Figura 57: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Parede Traseira

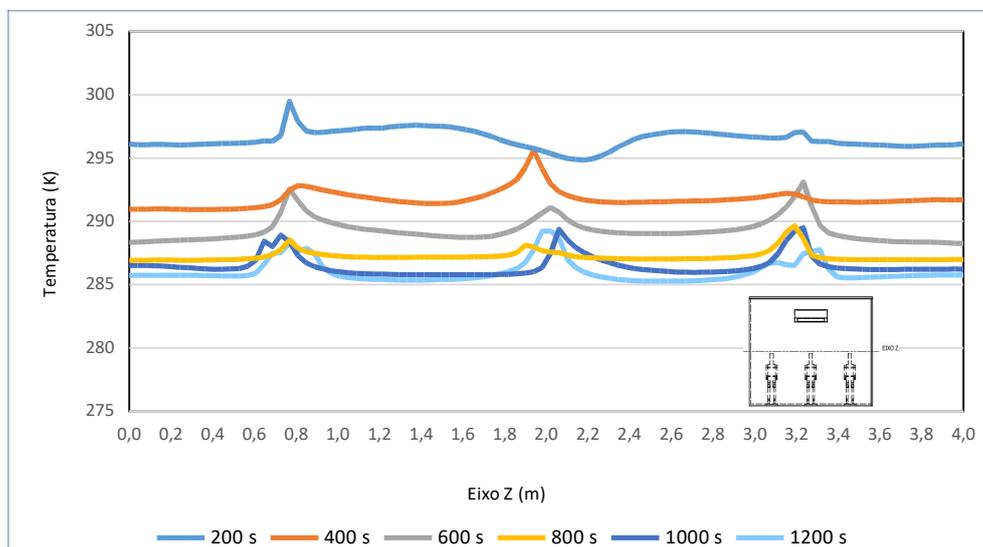


Figura 58: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - Parede Traseira

5.5 Análises Diversas

5.5.1 $U=1,5$ m/s e $T_{inlet} = 12^{\circ}C$

Neste caso se observa uma semelhança nos gráficos e na distribuição de temperatura com o caso padrão, porém como esperado, com temperaturas maiores e velocidade menores. Os gráficos das Figuras 59 e 60 parecem deslocado para cima quando comparado com o caso padrão e isso resulta em um maior tempo para chegar em conforto térmico, cerca de 400s, e se estabiliza em uma temperatura maior com aproximadamente 288 K.

Na Figura 61, que mostra a distribuição de temperatura, não fica muito evidente a diferença com o caso padrão, mas os gráficos e dados extraídos, confirmam essa diferença no tempo para chegar ao conforto e de aproximadamente 3 K no equilíbrio térmico.

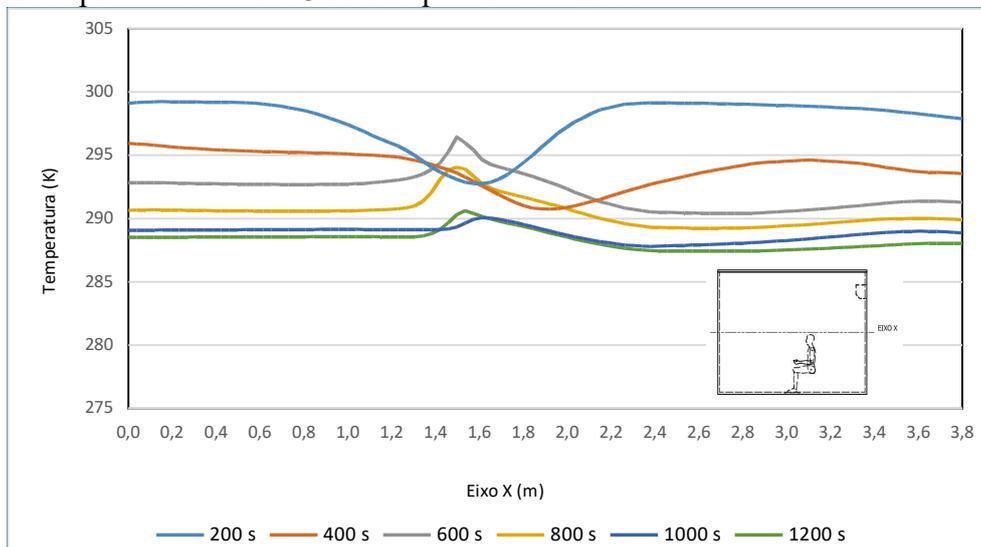


Figura 59: Gráfico – Temp. X Posição Eixo X - $U=1,5$ m/s e $T_{inlet} = 12^{\circ}C$

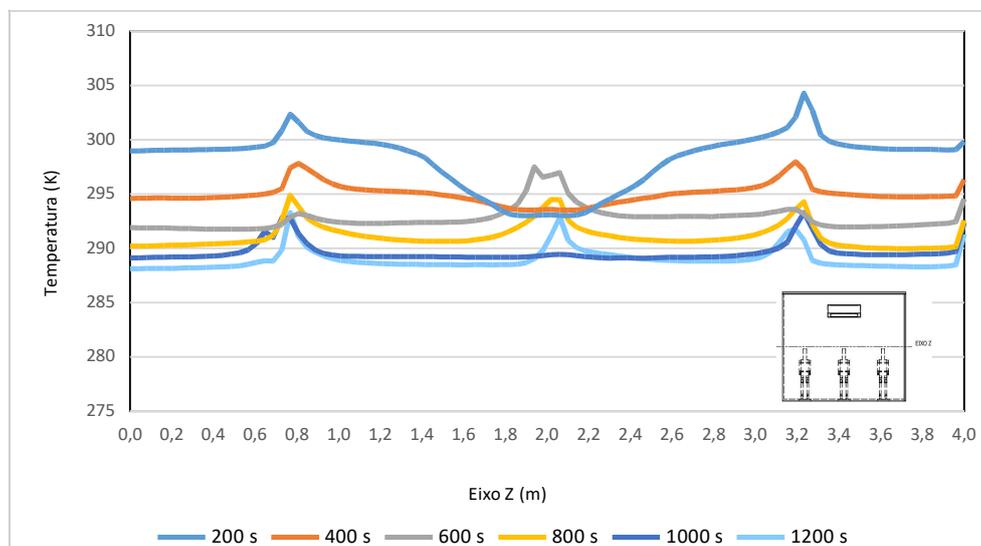


Figura 60: Gráfico – Temp. X Posição Eixo Z - $U=1,5$ m/s e $T_{inlet} = 12^{\circ}C$

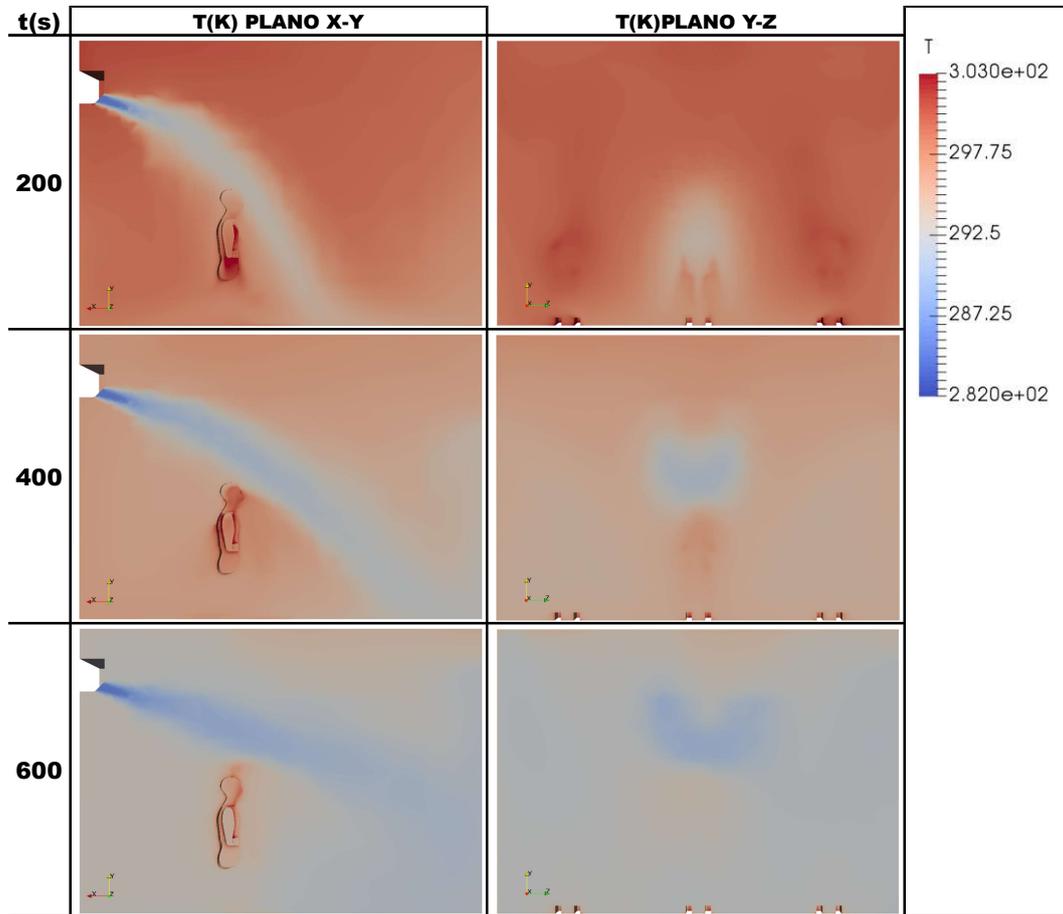


Figura 61: Distribuição de temperatura - Planos X-Y e Y-Z - $U=1,5$ m/s e $T_{inlet}=12^{\circ}\text{C}$

O fluxo de ar demora mais que o caso padrão para se tornar totalmente desenvolvido, em torno de 600 s, o que é esperado devido a menor velocidade. A velocidade de contato depois de desenvolvido é conforme indicado na NBR 16401-2, com Módulo igual 0,15 m/s e na região entre 2,0 m e 3,0 m.

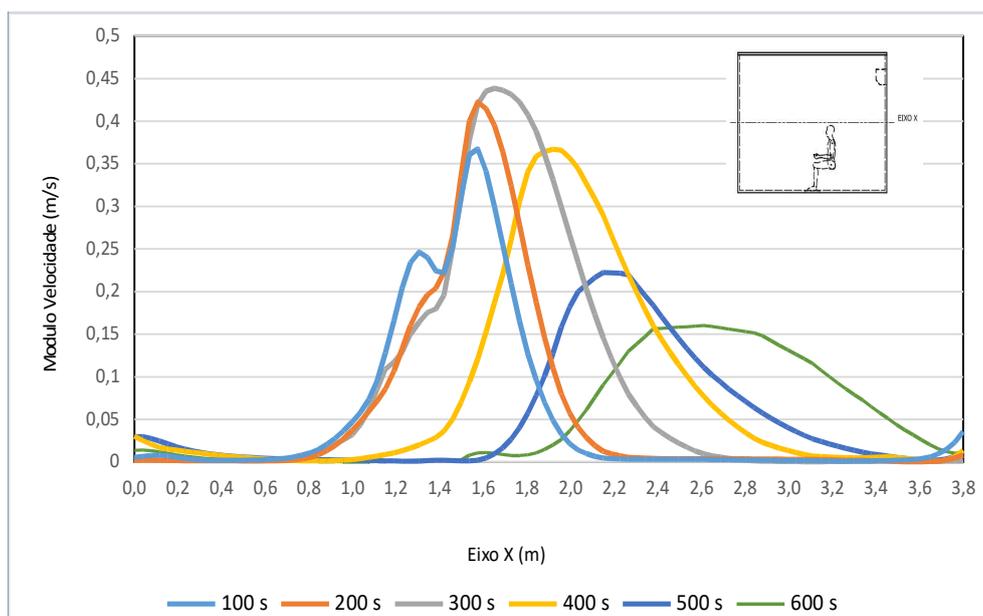


Figura 62: Gráfico - Módulo de U X Posição Eixo X - $U=1,5$ m/s e $T_{inlet}=12^{\circ}\text{C}$

5.5.2 Superfícies Fronteiras sem isolamento

De maneira similar aos casos de orientação da evaporadora, não se obteve diferença significativa em relação ao caso padrão sendo de maneira gráfica quase imperceptível a diferença, conforme visto nas Figuras 63 e 64. Isso pode ser explicado pelo tanto pelo fato da carga interna ser mais representativa que a das fronteiras, como que ao se considerar uma temperatura externa de 30 °C não se tem um fluxo de calor significativo em nenhum dos casos.

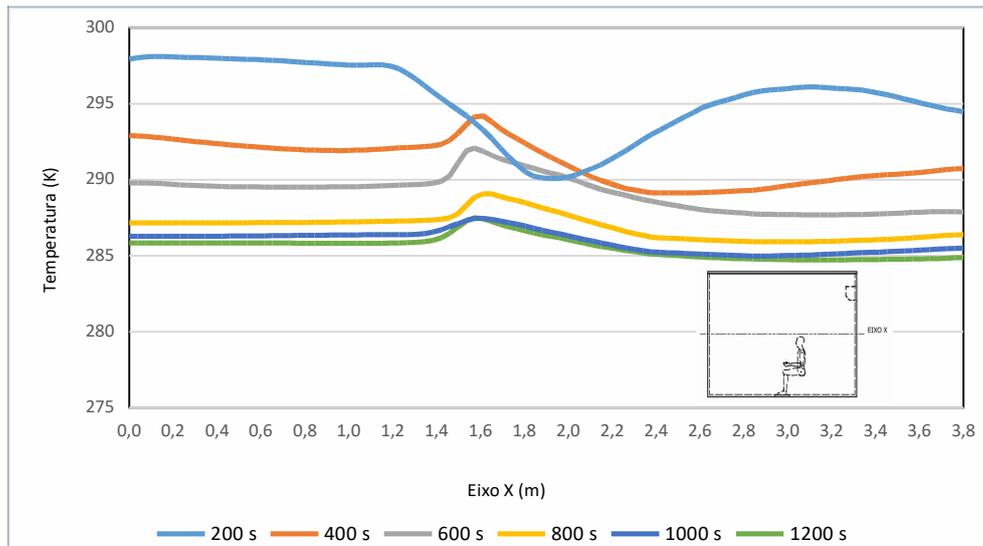


Figura 63: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo X - Superfícies Fronteiras sem isolamento

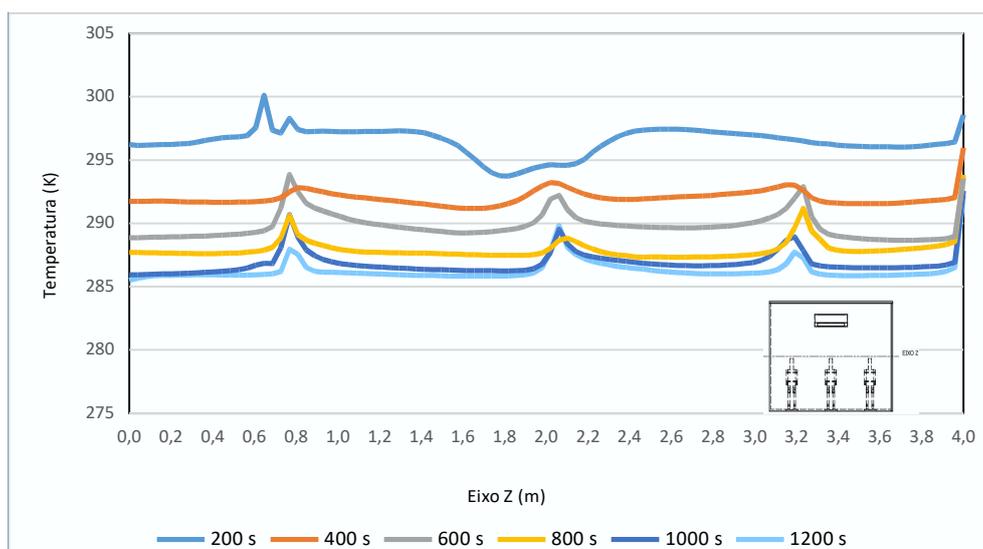


Figura 64: Gráfico - Temperatura X Posição Eixo Z - Superfícies Fronteiras sem isolamento

5.6 Temperatura de Retorno

O gráfico de temperatura de retorno em todos os casos é importante para entender o consumo de cada um dos casos, pois o controle da temperatura e velocidade de insuflamento em evaporadores do tipo Hi-Wall é feito através de um termostato no retorno. Este Termostato indica quando a temperatura estabelecida pelo usuário é alcançada, para assim diminuir a temperatura e velocidade de insuflamento. Assim quanto maior o tempo para que esse termostato chegue na temperatura estabelecida maior o consumo de energia.

Tendo a temperatura do retorno pode-se também, junto aos dados de distribuição de temperatura descritos anteriormente, verificar se o ar-condicionado desligará, no caso de compressor intermitente ou reduzir sua rotação no caso do compressor inverter. Essas informações podem ajudar a definir as melhores condições de insuflamento para assim melhorar a eficiência tanto energética quanto de conforto térmico.

Se usada em conjunto com a distribuição de temperatura, pode-se identificar se o controle desse evaporador está sendo adequado para que toda a região da sala esteja em conforto térmico. Assim do mesmo jeito que feito anteriormente será utilizado como referência o caso padrão e assim comparar em três gráficos divididos, conforme Tabela 13.

Figura 65	
2	H=400mm
3	H=600mm
4	L=1000mm
Figura 66	
5	Angulo $\Theta=0^\circ$
6	Angulo $\Theta=30^\circ$
7	Angulo $\Theta=60^\circ$
8	Swing
Figura 67	
9	Parede Frontal ao evaporador como Fronteira
10	Parede traseira ao evaporador como Fronteira
11	$U=1,5 \text{ m/s}$ e $T_{\text{inlet}}=12^\circ\text{C}$
12	Superfícies Fronteiras sem isolamento

Tabela 13: Divisão do gráficos de temperatura de retorno

Na Figura 65 se observa a sobreposição da curva do caso do evaporador lateral com o caso padrão, o que indica um consumo energético semelhante ou ate iguais. Como descrito anteriormente não houve grandes diferenças na distribuição de temperatura nos dois casos, o que resulta em uma situação de conforto térmico também semelhante. Porém se a sala fosse não simétrica, como nos casos estudados, o caso de evaporador lateral teria um controle de temperatura mais trabalhoso, com

grande variação do funcionamento do compressor e um maior tempo para homogeneização da temperatura.

Já quando comparada com os casos em que houve mudança de altura do evaporador o caso padrão se mostrou levemente menos econômico que o caso com evaporador a 400 mm do teto, que por estar mais baixo chega-se a temperatura determinada antes.

Já no caso com evaporador a 600 mm do teto o caso padrão é levemente mais econômico, pois neste caso o ar tem uma influência maior na região mais próxima do piso, resfriando a região mais baixa e posteriormente através da convecção natural a parte superior, mesmo o evaporador estando mais baixo. Neste caso a temperatura de conforto na região ocupada chega-se antes do que no retorno, então para melhorar a economia poderia se fazer uma correção da temperatura estabelecida em função da altura.

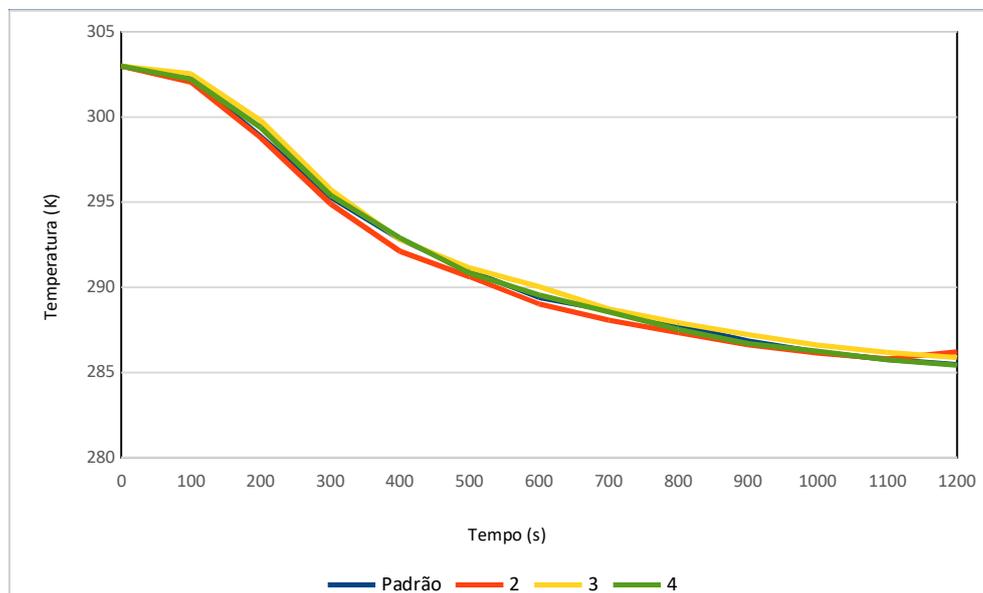


Figura 65: Comparação Temperatura de Retorno – Posição da Evaporadora

No segundo gráfico, da Figura 66, se compara com o caso padrão os casos onde se variaram o ângulo de insuflamento e pode-se observar uma variação maior entre as curvas. No caso com ângulo $\Theta=0^\circ$, como já descrito anteriormente foi o caso onde se demorou mais para alcançar a temperatura de conforto térmico e a sua curva de temperatura de retorno corrobora com isso indicando como o caso menos econômico.

Todos os outros casos mostrados na Figura 66, se mostraram mais eficientes do ponto de vista energético, pois chegam a temperatura de conforto antes do caso padrão. Nos casos de ângulo $\Theta=30^\circ$ e $\Theta=60^\circ$, chega-se na temperatura de 295 K praticamente no mesmo instante, porém como já visto o caso com ângulo $\Theta=60^\circ$ tem uma situação de melhor homogeneização da temperatura na sala,

o que além de gerar um maior conforto térmico, também facilita no controle em um possível controle de características do ar de insuflamento.

A curva que representa o Caso onde se tem o ângulo variável, ou *swing*, foi a que chegou em menos tempo a temperatura de conforto térmico, ou seja, é aquele que gastaria menos energia para condicionar o ar da sala do nosso modelo e assim a mais eficiente. Isso se deve ao fato do ar de insuflamento atingir várias regiões da sala ao longo do tempo e assim modificar a temperatura tanto na região ocupada como a região mais alta, onde se localiza o retorno do evaporador tipo Hi-Wall.

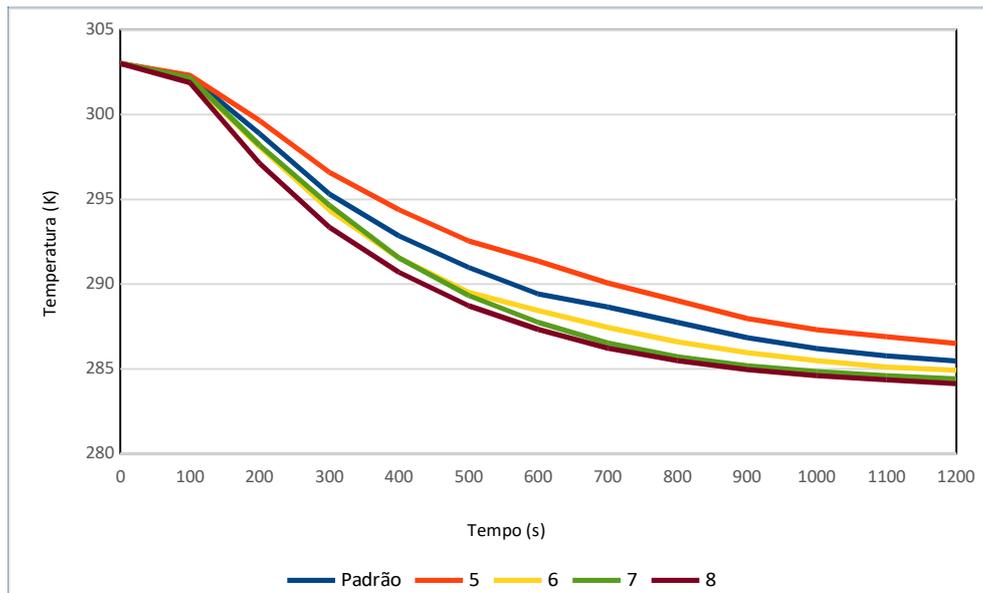


Figura 66: Comparação Temperatura de Retorno – ângulo de insuflamento

No último gráfico, Figura 67, como já observado anteriormente e confirmado através das curvas de temperatura de retorno, não houve diferenças significativas entre o caso padrão e os casos onde se muda a orientação do evaporador e no caso com paredes sem isolamento.

No caso onde se diminuiu a temperatura e a velocidade de insuflamento, como esperado, o tempo para se atingir a temperatura de conforto foi consideravelmente maior. Mas não se pode afirmar que o gasto energético foi maior, pois a calor que é transferido pela serpentina do evaporador é menor neste caso que no caso do caso padrão.

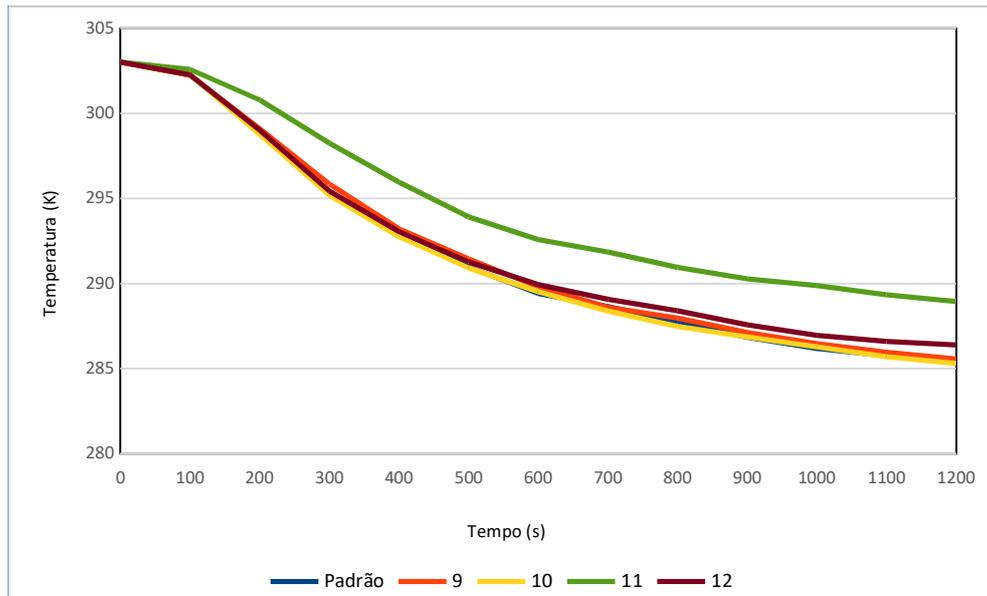


Figura 67: Comparação Temperatura de Retorno – Orientação do evaporador, Paredes sem isolamento e Mudança variáveis de insuflamento

6 CONCLUSÕES

Com a metodologia e os resultados apresentados, este trabalho por meio do método numérico CFD e o Software OpenFOAM obteve resultados satisfatórios na modelagem de uma sala condicionada por meio de mini split com evaporador tipo Hi-Wall. E alguns pontos são destacados e descritos a seguir.

1. O uso do OpenFOAM com seu conjunto de programas a partir de um código já implementado se mostrou a solução eficiente para utilização desse software, que pode ser bem complicado de trabalhar se a elaboração dos diretórios e da biblioteca em C++ for feito desde início.
2. Outra dificuldade no uso do OpenFOAM é a elaboração da malha do modelo proposto, com o snappyHexMesh a geração de malhas não estruturada, a partir de modelos 3D gerados em software de modelagem, fica simplificada depois do entendimento de sua biblioteca.
3. O uso do algoritmo de acoplamento PIMPLE, se mostrou mais adequado para representar o comportamento da sala ao longo do tempo e assim ter uma melhor ideia do consumo de energia, porém o ganho computacional do uso do algoritmo de acoplamento SIMPLE é gigantesco e com aprimoramento dos fatores de relaxamento chega-se a uma solução próxima e também satisfatória.
4. Ao se adotar o Modelo turbulento k- ϵ padrão de duas equações foi considerado seu menor tempo computacional, tomando como base outros estudos de distribuição de temperaturas e de campos de velocidades em ambientes condicionados. Porém para trabalhos futuros se faz necessária a comparação com outros modelos para se verificar a exatidão do modelo adotado.
5. Analisando a influência da posição do evaporador, pode observar que as eficiências são similares no modelo estudo. Porém um controle da temperatura diferenciado devido a altura e a localização lateral do evaporador seria de interesse para economia energética e para conforto térmico. No caso da altura, poderia ser criada uma função que corrige a temperatura estabelecida pelo usuário de acordo com a altura instalada, pois quanto mais baixo o evaporador mais rápido se chega a temperatura de conforto na região ocupada, mas a altura não mostrou influencia na temperatura de retorno. Já na posição lateral deve se levado em conta o caso de sala não simétricas como o caso do modelo estudado.
6. A orientação não mostrou ter importância tanto na distribuição de temperatura quanto na eficiência energética do evaporador, o fato das fronteiras, mesmo sendo uma importante fonte de calor, devido a sua grande área, não tem uma temperatura de parede interna

elevada. Porém a mudança do evaporador em relação aos ocupantes poderia trazer diferenças interessantes a serem analisadas.

7. Já o ângulo de insuflamento se mostrou o que tem mais influenciada tanto na eficiência energética quanto no conforto térmico. E pode-se observar que quanto maior o ângulo mais eficiente o evaporador se torna e maior também sua velocidade de contato. Com o ângulo $\Theta=60^\circ$ tem-se uma situação de melhor homogeneização da temperatura na sala, por praticamente simular um insuflamento pelo piso, já que para o caso simulado não há interferência até o piso. No caso do ângulo variável se obteve a melhor condição tanto energética quanto de conforto térmico, pois obteve a melhor distribuição de temperatura e de fluxo de ar
8. As análises diversas serviram para verificar o modelo, pois como esta propositalmente exagerado em sua temperatura e velocidade de insuflamento, se fez necessária condições mais reais de uma sala com ar-condicionado com evaporador Hi-Wall para entender a distribuição de temperatura do ambiente.
9. De maneira geral o evaporador Hi-Wall modelado neste trabalho causou desconforto térmico devido ao seu insuflamento localizado, isso muitas vezes pode ser minimizado direcionando o ar em uma região não ocupada, porém em ambientes ocupados por várias pessoas, como salas de aula e escritórios, isso é de difícil execução. Outro aspecto importante é que esse evaporador, nos casos estudados, é mais eficiente quando se tem uma maior velocidade de contato, gerando um maior desconforto. A exceção a isso é o modelo Swing, que apesar de apresentar velocidades maiores que indicados na NBR-16401-2, tem velocidades relativamente menores.
10. Com base neste trabalho e seus resultados tem-se alguns aspectos que poderiam ser implementados em trabalhos futuros:
 - Modelagem de salas mais fontes de calor e interferências, acrescentando fronteiras como janelas e portas, tornado assim o modelo mais próximo da realidade, podendo ser estudado sala de aulas, anfiteatro e escritórios.
 - Apresentar melhorias na Evaporadora, tanto no controle de temperatura quanto na própria distribuição de ar, dividindo o insuflamento através de difusores diretos ou ligados a dutos.
 - Acrescentar um valor quantitativo do gasto de energia de cada modelo estudado, podendo assim entender, mesmo quando há mudança de parâmetros de entrada e saída, qual é o mais eficiente.

REFERÊNCIAS

2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ABNT/NBR 16401-2 (2010). Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários – Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

ANSI/ASHRAE STANDARD 62.1 (2007). Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA, 2010.

ANUÁRIO ESTATÍSTICO DE ENERGIA ELÉTRICA 2015: Ano Base 2014 /Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro : EPE, 2015.

ANUÁRIO ESTATÍSTICO DE ENERGIA ELÉTRICA 2016: Ano Base 2015 /Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro : EPE, 2016.

ASHRAE 55 (2010). Thermal environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA, 2010.

BALTAR, M. Redução da Demanda de Energia Elétrica utilizando Parâmetros Construtivos visando ao Conforto Térmico. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul – Porto Alegre, 2006.

BLOCKEN, B. Computational Fluid Dynamics for urban physics: Importance, scales, possibilities, limitations and ten tips and tricks towards accurate and reliable simulations. **Building and Environment**, Fifty Year Anniversary for Building and Environment., v. 91, n. Supplement C, p. 219–245, 2015.

CABLE, M. An Evaluation of Turbulence Models for the Numerical Study of Forced and Natural Convective Flow in Atria. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Queen's University Kingston, Ontario, Canada, 2009

CHEN, H.; MOSHFEGH, B. Comparing k- ϵ models on predictions of an impinging jet for ventilation of an office room. , 2011. tapir academic press. Disponível em: <<http://hig.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:450171>>. Acesso em: 15/11/2017.

CHEN, Q. Prediction of room air motion by Reynolds-stress models. **Building and Environment**, v. 31, n. 3, p. 233–244, 1996.

CHEN, Q.; ZHANG, Z.; ZUO, W. Computational fluid dynamics for indoor environment modeling: Past, present, and future, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, 2007.

DING, Y.; FU, Q.; TIAN, Z.; LI, M.; ZHU, N. Influence of indoor design air parameters on energy consumption of heating and air conditioning. **Energy and Buildings**, v. 56, n. Supplement C, p. 78–84, 2013.

DING, Y.; FU, Q.; TIAN, Z.; LI, M.; ZHU, N. Influence of indoor design air parameters on energy consumption of heating and air conditioning. **Energy and Buildings**, v. 56, n. Supplement C, p. 78–84, 2013.

- ELETROBRAS/PROCEL, 2007. Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de consumo, classe residencial, relatório Brasil, ano base 2005. Brasília, 2007
- FANG, H.; ZHAO, D.; TAN, G.; DENZER, A. Study of underfloor air distribution using zonal model-based simulation and experimental measurements. **Energy and Buildings**, v. 152, n. Supplement C, p. 96–107, 2017.
- FEDRIGO, N.; GONÇALVES, G.; LUCAS, P. Usos finais de energia elétrica no setor residencial Brasileiro. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações – Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2009.
- GONÇALVES, G. B. Análise Numérica de uma Geometria de Coletor Solar para Sistemas de Aquecimento de Água. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Bauru, Programa de Pós – Graduação em Engenharia Mecânica, UNESP, 2016.
- HANWEN, Z.; UKIL, A. Analysis of ambient temperature effects and airflow rate for energy efficient HVAC in buildings. 2016 IEEE Region 10 Conference (TENCON). p.441–446, 2016.
- HESARAKI, A.; MYHREN, J.; HOLMBERG, S. Influence of different ventilation levels on indoor air quality and energy savings: A case study of a single-family house. **Sustainable Cities and Society** v. 19 p.165–172, 2015.
- HIYAMA, K.; KATO, S. Optimization of variables in air conditioning control systems: Applications of simulations integrating CFD analysis and response factor method. **Building Simulation**, v. 4, n. 4, p. 335–340, 2011.
- IIZUKA, S.; SASAKI, M.; YOON, G.; et al. Coupling strategy of HVAC system simulation and CFD part 2: Study on mixing energy loss in an air-conditioned room. **Proceedings of Building Simulation 2011: 12th Conference of International Building Performance Simulation Association**, 2011.
- ISO Standard 7730 (2005). Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, Geneva International Standards Institution, 2005.
- KARADENIZ, Z. H.; KUMLUTAŞ, D.; ÖZER, Ö. Experimental visualization of the flow characteristics of the outflow of a split air conditioner indoor unit by meshed infrared thermography and stereo particle image velocimetry. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 44, n. Supplement C, p. 334–344, 2013.
- KUMLUTAŞ, D.; KARADENIZ, Z. H.; KURU, F. Investigation of flow and heat transfer for a split air conditioner indoor unit. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1, p. 262–272, 2013.
- LAM, T. N. T.; WAN, K. K. W.; WONG, S. L.; LAM, J. C. Impact of climate change on commercial sector air conditioning energy consumption in subtropical Hong Kong. **Applied Energy**, v. 87, n. 7, p. 2321–2327, 2010.
- LAMBERTS, R. Conforto e Stress Térmico. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações – Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2014.
- LI, C.; ZHOU, J.; CAO, Y.; et al. Interaction between urban microclimate and electric air-conditioning energy consumption during high temperature season. **Applied Energy**, v. 117, n. Supplement C, p. 149–156, 2014.

- LIN, Y. J. P.; LINDEN, P. F. A model for an under floor air distribution system. **Energy and Buildings**, v. 37, n. 4, p. 399–409, 2005.
- MAHU R.; POPESCU F.; ION I. CFD Modeling Approach for HVAC Systems Analysis. Chemical Bulletin of “Politehnica” University of Timisoara, ROMANIA Series of Chemistry and Environmental Engineering. V. 57(71), 2, 2012.
- MAO, N.; PAN, D.; CHAN, M.; DENG, S. Performance evaluation of an air conditioning system with different heights of supply outlet applied to a sleeping environment. **Energy and Buildings**, v. 77, n. Supplement C, p. 281–291, 2014.
- MONTAZERI, H.; BLOCKEN, B.; HENSEN, J. L. M. CFD analysis of the impact of physical parameters on evaporative cooling by a mist spray system. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, n. Supplement C, p. 608–622, 2015.
- MORSOLETTO, A. Análise do Uso Final de Energia Elétrica de um Edifício Comercial na Cidade de Florianópolis. Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2016.
- MOUKALLED, F.; VERMA, S.; DARWISH, M. The use of CFD for predicting and optimizing the performance of air conditioning equipment. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 1, p. 549–563, 2011.
- NGUYEN, A. T.; REITER, S. The effect of ceiling configurations on indoor air motion and ventilation flow rates. **Building and Environment**, v. 46, n. 5, p. 1211–1222, 2011.
- NOMURA K.; TERASAWA M.; IGUCHI M.; IMANO M.; SAKAMOTO Y.; Study on Airflow and Heat Flux in Underfloor Air-conditioning Systems. 6th OpenFOAM Workshop PennState University, USA, 2015.
- NR 17. Ergonomia. Brasília/DF, BR: Ministério do Trabalho, 1990.
- OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELETRICO. Estimativa Dos Benefícios com a Implantação Do Horário De Verão 2016/2017, ONS, 2016.
- PENA, S.; Sistemas de ar-condicionado e Refrigeração. ELETROBRAS/PROCEL – Programa Nacional de conservação de energia Elétrica, 2002.
- PESSOA, J., GUISI E. Estado da arte em eficiência energética: sistemas de condicionamento de ar. Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2015
- ROGER, A. Study Of Mesh Deformation Features Of An Open Source CFD Package And Application To A Gear Pump Simulation – UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA-2012.
- SHAH, N.; WAIDE, P.; PHADKE, A. **Cooling the Planet: Opportunities for Deployment of Superefficient Room Air Conditioners**. Lawrence Berkeley National Lab. (LBNL), Berkeley, CA (United States), 2013.
- SILVA, J. Simulação e Experimentação de Sistemas de Distribuição de Ar em Câmaras Refrigeradas. Dissertação (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Estadual De Campinas – UNICAMP, Campinas, 2013.
- SILVA, R.; GARCIA, E. Análise do acoplamento condução-convecção para escoamento de ar, água e óleo em dutos retangulares 3-D, 2006.

SIVAK, M. Potential energy demand for cooling in the 50 largest metropolitan areas of the world: Implications for developing countries. **Energy Policy**, v. 37, n. 4, p. 1382–1384, 2009.

SIVAK, M. Will AC Put a Chill on the Global Energy Supply?, 2013. Disponível em: <<https://www.americanscientist.org/article/will-ac-put-a-chill-on-the-global-energy-supply>>. Acesso em: 14/04/2017.

SOBRINHO, P. Avaliação do Efeito da Umidade Relativa do Ar No Coeficiente de Performance de um Sistema de ar-condicionado. Dissertação (Livre Docente em Engenharia Térmica na área de Transmissão e Conversão de Energia) – Universidade Estadual Paulista, UNESP, Guaratinguetá, 2011.

SREBRIC, J.; CHEN, Q. Simplified Numerical Models for Complex Air Supply Diffusers. **Hvac&r Research**, v. 8, p. 277–294, 2002.

TUAN, N. A.; HUANG, K. D. Airflow circulation cell study of an air-conditioning energy-saving mechanism. **Applied Thermal Engineering**, SET 2010 Special Issue., v. 31, n. 17, p. 3956–3962, 2011.

VERDÉRIO JÚNIOR, S. A. Aplicação de um modelo numérico na otimização de fornos alimentícios usando o OpenFOAM®. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Bauru, Programa de Pós – Graduação em Engenharia Mecânica, UNESP, 2015.

VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. 2 edition ed. Harlow, England ; New York: Pearson, 2007.

WAN M.; CHAO C. Numerical and experimental study of velocity and temperature characteristics in a ventilated enclosure with underfloor ventilation systems. **Indoor Air** v. 15: p. 342–355, 2005.

WANG, M.; CHEN, Q. Assessment of Various Turbulence Models for Transitional Flows in an Enclosed Environment (RP1271). **Hvac&r Research**, v. 15, p. 1099–1119, 2009.

WU, C. J.; LIU, D. P.; PAN, J. A study of the aerodynamic and acoustic performance of an indoor unit of a DC-inverter split air-conditioner. **Applied Acoustics**, v. 73, n. 4, p. 415–422, 2012.

YONGSON, O.; BADRUDDIN, I.; ZAINAL, Z. A.; A. ASWATHA NARAYANA, P. Airflow analysis in an air conditioning room. **Building and Environment**, v. 42, p. 1531–1537, 2007.

ANEXO A

Telhado		
Camadas	Espessura	Resistência Térmica
	mm	(m²-°K)/W
Resistência superficial interna	0	0,12064
Bloco de Concreto	250	0,14445
Manta Asfáltica	4	0,0797
Air space	0	0,16026
Telha sanduíche	50	2,04
Resistência superficial Externa	0	0,05864
Total	304	2,60368
Coefficiente global - U	0,384	W/(m²-°K)

Paredes		
Camadas	Espessura	Resistência Térmica
	mm	(m²-°K)/W
Resistência superficial interna	0	0,12064
Placa de gesso	12	0,05333
Manta Térmica	25	0,625
Bloco de Concreto	190	0,33267
Reboco	20	0,02771
Revestimento cerâmico	9	0,0195
Resistência superficial Externa	0	0,05864
Total	256	1,23749
Coefficiente global - U	0,8081	W/(m²-°K)

ANEXO B – CONDIÇÕES DE CONTORNO

Condições gerais utilizadas – OpenFOAM			
	inlet	outlet	sala
alpat	type calculated; Value uniform 0;	type calculated; Value uniform 0;	type compressible::alpatWallFunction; Prt 0.85; value uniform 0;
epsilon	type fixedValue; Value uniform 0.004;	type zeroGradient;	type epsilonWallFunction; Value \$internalField;
k	type fixedValue; Value uniform 0.01;	type zeroGradient;	type kqRWallFunction; value uniform 0.01;
nut	type calculated; Value uniform 0;	type calculated; Value uniform 0;	type nutkWallFunction; Cmu 0.09; kappa 0.41; E 9.8; Value uniform 0;
p	type calculated; Value uniform 101325;	type calculated; Value uniform 101325;	type calculated; Value \$internalField;
p_rgh	type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; Value uniform 101325;	type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; Value uniform 101325;	type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; Value uniform 101325;
Temperatura	type fixedValue; Value uniform 282;	type inletOutlet; inletValue \$internalField; Value \$internalField;	type zeroGradient;
Velocidade	type fixedValue; value uniform (-1.95 -0.45 0);	type inletOutlet; inletValue \$internalField; Value \$internalField;	type fixedValue; Value uniform (0 0 0);

Condições gerais utilizadas – OpenFOAM			
	parede	teto	Pessoa1/2/3
alpat	type compressible::alpatWallFunction; Prt 0.85; value uniform 0;	type compressible::alpatWallFunction; Prt 0.85; value uniform 0;	type compressible::alpatWallFunction; Prt 0.85; value uniform 0;
epsilon	type epsilonWallFunction; Value \$internalField;	type epsilonWallFunction; Value \$internalField;	type epsilonWallFunction; Value \$internalField;
k	type kqRWallFunction; value uniform 0.01;	type kqRWallFunction; value uniform 0.01;	type kqRWallFunction; value uniform 0.01;
nut	type nutkWallFunction; Cmu 0.09; kappa 0.41; E 9.8; Value uniform 0;	type nutkWallFunction; Cmu 0.09; kappa 0.41; E 9.8; Value uniform 0;	type nutkWallFunction; Cmu 0.09; kappa 0.41; E 9.8; Value uniform 0;
p	type calculated; Value \$internalField;	type calculated; Value \$internalField;	type calculated; Value \$internalField;
p_rgh	type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; Value uniform 101325;	type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; Value uniform 101325;	type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; Value uniform 101325;
Temperatura	type externalWallHeatFluxTemperature; Ta uniform 303; // temperatura ambiente [K/C] uniform 0.808; // coef. de transferencia [W/K/m2] thicknessLayers (0); // espessura das placas [m] kappaLayers (0); // condut. das placas [W/m/K] value uniform 303; // temperatura inicial [K/C] kappaMethod fluidThermo; Kappa none; // nome da variável	type externalWallHeatFluxTemperature; Ta uniform 303; // temperatura ambiente [K/C] uniform 0.343; // coef. de transferencia [W/K/m2] thicknessLayers (0); // espessura das placas [m] kappaLayers (0); // condut. das placas [W/m/K] value uniform 303; // temperatura inicial [K/C] kappaMethod fluidThermo; Kappa none; // nome da variável	type fixedGradient; gradient uniform 1670;
Velocidade	type fixedValue; Value uniform (0 0 0);	type fixedValue; Value uniform (0 0 0);	type fixedValue; Value uniform (0 0 0);

ANEXO C – ÂNGULO SWING

