

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

GUILHERME ALEX DE CRISTO TABORDA

**ANÁLISE NUMÉRICA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE
CALOR CONVECTIVO FORÇADO INTERNO EM EDIFICAÇÕES**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2017

GUILHERME ALEX DE CRISTO TABORDA

**ANÁLISE NUMÉRICA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE
CALOR CONVECTIVO FORÇADO INTERNO EM EDIFICAÇÕES**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos

PONTA GROSSA

2017



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE NUMÉRICA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO FORÇADO INTERNO EM EDIFICAÇÕES

por

GUILHERME ALEX DE CRISTO TABORDA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 16 de novembro de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr.Gerson Henrique dos Santos
Orientador

Prof. Dr.Thiago Antonini Alves
Membro Titular

Prof. Dr.Luiz Eduardo Melo Lima
Membro Titular

Prof.Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de
Carvalho**
Coordenador do Curso

Dedico este trabalho aos meus pais Jorge e Lourdes.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos, pelo tempo, dedicação e atenção prestados na orientação deste trabalho.

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná, por ser uma instituição de ensino que emprega grande esforço interno de gestão, com o intuito de formar profissionais de qualidade, fornecendo ambiente, professores e ferramentas para que o processo de formação seja propício, dinâmico e primoroso.

A todos os familiares e amigos que de alguma forma contribuíram para esta realização.

RESUMO

DE CRISTO TABORDA, Guilherme Alex. **Análise numérica do coeficiente de transferência de calor convectivo forçado interno em edificações.** 2017. 67 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

Um fator primordial para melhorar a eficiência energética em edificações é a compreensão correta dos fenômenos de transferência de calor dentro dos ambientes, para permitir uma avaliação precisa das cargas de condução através do envelope do prédio. A magnitude e a interação entre os modos de transferência de calor convectivo e radiativo podem ter um impacto significativo nas cargas de aquecimento ou resfriamento e, portanto, no desempenho energético do edifício. Os modos de transferência de calor por condução e radiação são modelados com uma precisão razoável, utilizando-se modelos tradicionalmente empregados na construção de códigos de simulação de energia. No entanto, incertezas significativas podem aparecer relacionadas aos coeficientes de transferência de calor convectivo (CTCC) internos devido às geometrias complexas, efeitos de empuxo e assimetrias térmicas, além de efeitos associados à ventilação natural e à presença de móveis. No que diz respeito à convecção forçada ou mista, a validade dos CTCC encontrados na literatura é muitas vezes uma questão de dúvida devido aos padrões internos de escoamento de ar causados por diferentes configurações de entrada/saída de ar. Portanto, para entender melhor os padrões de escoamento criados por condicionadores de ar do tipo *split*, simulações de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) bidimensionais (2D) são realizadas, fornecendo dados para avaliação de CTCC para paredes verticais, teto e piso. Diferentes vazões de ar e temperaturas de superfície são usadas para analisar a influência da recirculação de ar através do evaporador, o que tem sido pouco explorado na literatura. As comparações com as correlações existentes e o importante impacto do CTCC interno sobre o consumo de energia de um aparelho de ar condicionado tipo *split* são apresentados e discutidos.

Palavras-chave: Transferência de calor. Sistemas *split*. Simulação. Carga energética. Edificações.

ABSTRACT

DE CRISTO TABORDA, Guilherme Alex. **Numerical analyses of the internal forced convective heat transfer coefficients in buildings**. 2017. 67 p. Final Coursework (Bachelor's Degree in Mechanical Engineering) - Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2017.

A prime factor for improving building energy efficiency is the correct understanding of heat transfer phenomena within the enclosures for accurate assessment of conduction loads through the building envelope. The magnitude and the interaction between convective and radiative heat transfer modes may have a significant impact on heating or cooling loads and, therefore, on the building energy performance. The conductive and radiative heat transfer modes are modelled with a reasonable accuracy by using models traditionally employed by building energy simulation codes. However, significant uncertainties may appear related to internal convective heat transfer coefficients (CHTC) due to complex geometries, buoyant effects and thermal asymmetries, besides effects associated to natural ventilation and the presence of furniture. Concerning forced or mixed convection, the validity of CHTC found in the literature is often a matter of doubt due to internal airflow patterns caused by different air inlet/outlet configurations. Therefore, to better understand the airflow patterns created by split type air conditioners, two-dimensional (2D) Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations are performed, providing data for the assessment of CHTC for vertical walls, ceiling and floor. Different airflow rates and surface temperatures are used to analyse the influence of air recirculation through the evaporator, which has been barely explored in the literature. Comparisons with existing correlations and the important impact of internal CHTC on energy consumption of a split type air conditioner are presented and discussed.

Keywords: Heat transfer. Split systems. Simulation. Energy load. Buildings.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Camada limite fluidodinâmica	30
Figura 2 - Camada limite térmica	30
Figura 3 - Elemento infinitesimal para as Leis da Conservação.....	33
Figura 4 - Geometria utilizada nas simulações.....	37
Figura 5 - Malha gerada no ANSYS® Meshing™	40
Figura 6 - Região com refinamentos ampliada.....	40
Figura 7 - Geometria do recinto utilizado no Benchmark “IEA 2D test case”	43
Figura 8 - Distribuição de velocidade de ar para o teste A.3.	50
Figura 9 - Valores médios de CTCC para todas as superfícies, com temperatura de entrada como temperatura de referência.	51
Figura 10 - Valores médios de CTCC para todas as superfícies, com temperatura média como temperatura de referência.....	51
Figura 11 - Valores de CTCC obtidos pelo autor através dos testes numéricos e utilizando as correlações de Fisher e Pederson (1997).	52
Figura 12 - Programa Domus versão 2003 usado para simulação de carga energética em edificações.....	53

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Comparação entre os resultados para o método A1 – Linha A	45
Gráfico 2 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha B	46
Gráfico 3 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha C	46
Gráfico 4 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha D	46
Gráfico 5 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha A	47
Gráfico 6 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha B	47
Gráfico 7 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha C	47
Gráfico 8 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha D	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores dos coeficientes para a correlação obtida por Khalifa e Marshall (1990).....	20
Tabela 2 - Valores de coeficientes para a correlação obtida por Awbi e Hatton (1999).....	21
Tabela 3 - Valores de coeficientes para a correlação obtida por Spitler, Pederson e Fisher (1991).....	23
Tabela 4 - Valores do coeficiente c para a correlação obtida por Fisher e Pedersen para o coeficiente convectivo forçado em edificações (1997)	24
Tabela 5 - Correlações obtidas por Goldstein e Novoselac (2010) para o coeficiente convectivo forçado em edificações.....	24
Tabela 6 - Correlações obtidas por Goldstein e Novoselac (2010) para o coeficiente convectivo forçado em edificações.....	25
Tabela 7 - Valores dos coeficientes para a correlação obtida por Awbi e Hatton (2000) para convecção mista em edificações.	26
Tabela 8 - Valores dos coeficientes para o primeiro caso de correlações propostas por Novoselac (2005).	27
Tabela 9 - Valores dos coeficientes para o segundo caso de correlações apresentadas por Novoselac (2005)	27
Tabela 10 - Sub-programas utilizados.....	36
Tabela 11 - Condições de contorno utilizadas nos testes	37
Tabela 12 - Definição das terminologias	38
Tabela 13 - Condições de contorno iguais para todos os testes	38
Tabela 14 - Valores de κ_0 e ϵ_0 calculados	39
Tabela 15 - Propriedades do ar.....	41
Tabela 16 - Constantes utilizadas no modelo RNG k-e.....	42
Tabela 17 - Dimensões do recinto utilizado por Nielsen (1990)	44
Tabela 18 - Condições físicas impostas ao teste 2D1	44
Tabela 19 - Valores de energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta no fluxo de entrada.....	44
Tabela 20 - Nomeação das linhas de medição do teste 2D1	45
Tabela 21 - Valores de CTCC obtidos variando-se a velocidade de entrada e utilizando-se como referência a temperatura média global ($W/(m^2).K$)	49
Tabela 22 - Valores de CTCC obtidos variando-se a velocidade de entrada e utilizando-se como referência a temperatura do ar de entrada ($W/(m^2).K$)	49
Tabela 23 - Correlações para o CTCC de superfícies internas em edificações	53
Tabela 24 - Consumo de energia do sistema de resfriamento de ar.....	54
Tabela 25 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha A.....	63
Tabela 26 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha B.....	63
Tabela 27 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha C	64
Tabela 28 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha D	65

Tabela 29 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha A.....	66
Tabela 30 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha B.....	67
Tabela 31 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha C	68
Tabela 32 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha D	69

LISTA DE SIGLAS

ACH	Air Changes per Hour
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
Bit	Binary digit
CFD	Computational Fluid Dynamics
CTCC	Coeficiente de Transferência de Calor Convectivo
DV	Displacement Ventilation
EWT	Enhanced Wall Treatment
GB	Gigabyte
IEA	International Energy Agency
PRT	Platinum Resistance Thermometer
RAM	Random Access Memory
RNG	Re-Normalization Group
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations
SWT	Standard Wall Functions

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal (m^2)
A_{ENT}	Área de entrada de ar (m^2)
A_G	Área global do domínio computacional (m^2)
A_i	Área de um volume de controle (m^2)
Ar	Número de Arquimedes
D	Diâmetro hidráulico
div	Operador diferencial divergência
$div(\bar{u})$	Deformação volumétrica da partícula de fluido
dT	Diferença de temperatura entre duas extremidades (K)
dx	Distância entre duas extremidades (m)
e_0	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta na entrada
g	Aceleração da gravidade ($m/(s^2)$)
$grad$	Operador diferencial gradiente
h_{CN}	Contribuição da convecção natural para o CTCC ($W/(m^2)K$)
h_{CF}	Contribuição da convecção forçada para o CTCC ($W/(m^2)K$)
i	Índice do somatório
J	Momento de jato
k	Condutividade térmica ($W/m.K$)
k_0	Energia cinética turbulenta na entrada
L	Comprimento da parede externa mais próxima dos difusores (m)
L_C	Característica dimensional (m)
l	Dimensão da aresta de entrada de fluxo (m)
n	Índice final do somatório (limite superior)
P	Pressão (Pa)
P_{ST}	Perímetro da seção transversal (m)
q''_{conv}	Fluxo de calor por convecção ($W/(m^2)$)
q_x	Taxa de transferência de calor na direção do eixo cartesiano "x" (W)
q''_x	Fluxo de calor na direção do eixo cartesiano "x" ($W/(m^2)$)

S_E	Taxa de aumento de energia devido às fontes internas
S_{Mx}	Forças de campo na direção do eixo cartesiano “x”
S_{My}	Forças de campo na direção do eixo cartesiano “y”
T	Temperatura (K)
t	Tempo (s)
T_{AR_LOCAL}	Temperatura do ar local, medida a 0,1 m de distância da superfície (K)
T_{ENTRA}	Temperatura do ar de entrada (K)
$T_{MÉDIA}$	Temperatura média global do domínio computacional (K)
$T_{P.E.}$	Temperatura na parede esquerda (K)
T_{REF}	Temperatura de referência para o cálculo do CTCC (K)
T_{SUP}	Temperatura da superfície (K)
T_{TETO}	Temperatura na superfície interna do teto (K)
T_{∞}	Temperatura de fluxo livre fora da camada limite (K)
U	Velocidade do fluido (m/s)
u	Componente de velocidade na direção da coordenada cartesiana “x”
U_0	Velocidade de escoamento do ar de entrada (m/s)
U_W	Velocidade do ar na saída do bocal (m/s)
V	Vazão volumétrica de ar (m ³)
v	Componente de velocidade na direção da coordenada cartesiana “y”
V_{INT}	Volume interno (m ³)
W	Largura da abertura do bocal
w	Componente de velocidade na direção da coordenada cartesiana “z”
y	Eixo cartesiano “y”
x	Eixo cartesiano “x”
z	Eixo cartesiano “z”
β	Coefficiente de expansão volumétrica (1/K)
∂	Derivada parcial
ΔT	Diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura do ar local medida a 0,1 m de distância da superfície (K)
ΔT_{IN_EX}	Diferença de temperatura entre o interior e o exterior (K)
λ	Coefficiente de viscosidade
μ	Viscosidade dinâmica

ρ	Massa específica (kg/(m ³))
Σ	Operador matemático somatório
τ	Tensão viscosa
ϕ	Propriedade intensiva selecionada

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS.....	18
1.1.1 Objetivo Geral.....	18
1.1.2 Objetivos Específicos.....	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 CORRELAÇÕES PARA CONVECÇÃO NATURAL EM EDIFICAÇÕES.....	19
2.2 CORRELAÇÕES PARA CONVECÇÃO FORÇADA EM EDIFICAÇÕES.....	22
2.3 CORRELAÇÕES PARA CONVECÇÃO MISTA EM EDIFICAÇÕES	25
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	28
3.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO	28
3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO	29
3.3 LEIS DA CONSERVAÇÃO	32
3.3.1 Conservação da Massa	33
3.3.2 Equações de Navier-Stokes	34
3.3.3 Conservação da Energia	35
4 PROCEDIMENTOS DE SIMULAÇÃO.....	36
4.1 APARATO COMPUTACIONAL UTILIZADO	36
4.2 GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	36
4.3 MALHA COMPUTACIONAL	39
4.4 PROPRIEDADES DO AR	41
4.5 MÉTODOS DE SOLUÇÃO	41
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	43
5.1 VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS.....	43
5.2 RESULTADOS E DISCUSSÕES RELATIVOS AOS ESTUDOS DE CASOS...48	
5.3 SIMULAÇÃO DE CARGA ENERGÉTICA	53
6 CONCLUSÕES	56
REFERÊNCIAS.....	58
APÊNDICE A - VALORES NUMÉRICOS PARA O BENCHMARK “IEA 2D TEST CASE”, OBTIDOS PELO AUTOR E POR NIELSEN (1990).....	62

1 INTRODUÇÃO

Tornou-se evidente, nas últimas décadas, uma relevante e coesa preocupação mundial com a temática da eficiência energética. Segundo a agência internacional de energia, do inglês *International Energy Agency* (IEA), a eficiência energética é uma forma de gerir e restringir o crescimento do consumo de energia. Algo que é mais eficiente energeticamente entrega mais serviço utilizando a mesma energia de entrada, ou a mesma quantidade de serviço utilizando menos energia de entrada (IEA, 2016).

Dentre os inúmeros campos de investigação onde se busca melhorar a eficiência de gasto energético, destaca-se a eficiência energética de edificações. Para este caso, Segundo Lamberts et al. (2014), busca-se obter conforto térmico, visual e acústico aos ocupantes, utilizando o menor consumo de energia possível.

Com o advento das tecnologias computacionais, hoje é possível simular o desempenho energético de edifícios através de programas como o *Energy Plus*™, *Domus*, *AnTherm*®, *BEAVER*, *BSim*. Santos e Mendes (2003) afirmam que tais programas foram desenvolvidos com o intuito de servir como uma ferramenta de análise para que se possam adotar políticas de conservação de energia para edificações.

No que tange a busca pela eficiência energética em edificações, um dos fatores primordiais é o entendimento das trocas de calor que ocorrem nos recintos fechados e a quantificação das mesmas. No espaço interno de edificações em que escoar o ar, os fenômenos de convecção e radiação constituem os modos de transferência de calor. A magnitude e a interação entre eles influenciam na troca de calor por condução no meio sólido envolvente e por consequência, o desempenho energético do ambiente (PEETERS; BEAUSOLEIL-MORRISON; NOVOSELAC, 2011).

Os processos de transferência de calor por condução e radiação podem ser modelados com satisfatória precisão, neste contexto de edificações, através dos modelos clássicos conhecidos da transferência de calor. Entretanto, os modelos para a transferência de calor por convecção ainda não são satisfatórios e precisam ser mais bem entendidos e aperfeiçoados. As correlações clássicas para o coeficiente convectivo, como por exemplo, a correlação para placa plana vertical, não são suficientes para modelar com precisão as trocas energéticas em um recinto

fechado qualquer, pois elas omitem potenciais efeitos de enclausuramento. O padrão de escoamento dentro do volume é influenciado pelo escoamento em cada superfície (PEETERS; BEAUSOLEIL-MORRISON; NOVOSELAC, 2011). Portanto, não se pode tratar cada superfície como uma superfície isolada.

Existem na literatura algumas correlações para o coeficiente convectivo interno de recintos, obtidas especificamente através de experimentos em ambientes fechados controlados. Essas correlações apresentam uma melhor precisão quando comparadas com correlações clássicas, para este tipo de problema.

Embora se disponham de algumas correlações empíricas, existem ainda muitas incertezas quanto ao coeficiente convectivo interno de ambientes fechados. A obtenção do mesmo não é uma tarefa fácil, pois em situações reais, existem muitas variáveis que podem gerar imprecisão na obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção (CTCC).

As incertezas para o coeficiente convectivo ocorrem devido a diversos fatores: a não uniformidade do campo de temperaturas no espaço interno; as infinitas possibilidades de geometrias do envoltório, posicionamento das saídas e entradas de ar; as infinitas possibilidades de obstruções internas para o escoamento, geração interna de calor (pessoas, equipamentos eletrônicos); perturbações no escoamento que afetam as trocas e as tornam transientes (por exemplo, desligar e ligar um equipamento refrigerador); variações advindas de fatores climáticos e geográficos, etc.

Neste contexto, é notória a necessidade do desenvolvimento de estudos no intuito de melhorar o entendimento do CTCC no interior de edificações. Deste modo, este trabalho segue nesta linha de investigação dos valores para o CTCC para estudos de casos específicos, obtidos por uma ferramenta computacional de simulação numérica.

Os parâmetros físicos e geométricos que compõem os estudos de caso são elaborados de forma a simular o comportamento físico de um recinto fechado refrigerado por um ar condicionado do tipo *split*.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Obtenção dos valores dos coeficientes de convecção forçada internos de edificações.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar simulações através do programa de “Dinâmica dos Fluidos Computacional” ANSYS/Fluent ©, para comparar os valores obtidos do coeficiente convectivo interno com valores obtidos através de correlações empíricas disponíveis na literatura.

- Realizar estudos de caso específicos, utilizando diferentes configurações de vazão de ar e temperaturas isotérmicas nas paredes, teto e chão, para uma geometria que representa uma sala climatizada por um condicionador de ar do tipo *split*.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na literatura encontram-se vários trabalhos relacionados à obtenção de correlações para estimativa do CTCC em edificações. Este capítulo apresenta os principais trabalhos e as respectivas correlações obtidas, para convecção natural, forçada e mista.

2.1 CORRELAÇÕES PARA CONVECÇÃO NATURAL EM EDIFICAÇÕES

Khalifa e Marshall (1990) realizaram 142 testes em uma câmara com dimensões de 2,95 m x 2,35 m x 2,08 m. Cada teste teve duração de 24 horas, realizados em condições controladas de regime permanente. Eles utilizaram cerca de 65 termorresistências blindados de alumínio para medir as temperaturas do ar e das superfícies. Em sua análise dos resultados, não levaram em consideração a troca líquida de calor por radiação e a incerteza máxima estimada foi de 14%. A equação (1) apresenta a forma geral da correlação obtida pelos resultados:

$$CTCC = a (T_{SUP} - T_{MÉDIA})^b \quad (1)$$

Onde:

T_{SUP} = temperatura da superfície (K)

$T_{MÉDIA}$ = temperatura média global do ar dentro do recinto (K)

A tabela 1 apresenta os valores dos coeficientes “a” e “b” na equação (1), referentes às configurações e superfícies estudadas.

Tabela 1 - Valores dos coeficientes para a correlação obtida por Khalifa e Marshall (1990).

Configuração	Superfície	a	b
Recinto aquecido por radiador que não esteja abaixo de janela	Parede adjacente ao radiador	1,98	0,32
Recinto aquecido por radiador embaixo da janela ou por dissipação de calor pelas outras paredes	Parede sem dissipação de calor	2,3	0,24
Recinto com ventilador de circulação	Parede oposta ao ventilador	2,92	0,25
Recinto aquecido por dissipação de calor pelo chão	Paredes	2,07	0,23
Recinto aquecido por radiador abaixo da janela	Janela acima do radiador	8,07	0,11
Recinto aquecido por radiador que não esteja abaixo da janela	Janela	7,61	0,06
Recinto aquecido por radiador embaixo da janela ou por dissipação de calor pelas paredes	Teto	3,1	0,17
Recinto aquecido por dissipação de calor pelo chão, ventilador de circulação ou por radiador abaixo da janela	Teto	2,72	0,13

Fonte: Adaptado de Khalifa e Marshall (1990).

Awbi e Hatton (1999) realizaram experimentos em uma câmara separada em dois compartimentos por uma partição de compensado de madeira de 9 mm de espessura. O maior compartimento foi construído com a intenção de representar um escritório comum, com dimensões 2,78 m x 2,78 m x 2,30 m. O compartimento menor foi construído com dimensões 1,05 m x 1,01 m x 1,05 m. Diversos sensores PRT (*Platinum Resistance Thermometers*) foram instalados dentro e fora das câmaras. Placas de aquecimento foram utilizadas em cada parede para fornecer calor nas superfícies, possibilitando uma gama de possibilidades de aquecimento. Com os resultados obtidos, foi possível relacionar o CTCC com o parâmetro geométrico diâmetro hidráulico e com a diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura do ar local (medida a 0,1 m de distância da superfície), conforme a equação (2):

$$CTCC = a \frac{\Delta T}{D^b} \quad (2)$$

Onde o diâmetro hidráulico D é calculado por:

$$D = \frac{4 A}{P_{ST}} \quad (3)$$

Onde:

A = Área da seção transversal (m²)

P_{ST} = Perímetro da seção transversal (m)

Os valores para os coeficientes “a”, “b” e “x” na equação (2) são apresentados na tabela 2:

Tabela 2 - Valores de coeficientes para a correlação obtida por Awbi e Hatton (1999).

Superfície	a	b	x
Paredes aquecidas	1,823	0,121	0,293
Chão aquecido	2,175	0,076	0,308
Teto completamente aquecido	0,704	0,601	0,133
Teto parcialmente aquecido	1,736	0,520	0,160

Fonte: Adaptado de Awbi e Hatton (1999).

Novoselac et al. (2006) realizaram experimentos em uma câmara com dimensões de 6,0 m x 4,0 m x 2,7 m, utilizando um sistema de distribuição de ar conhecido como ventilação de deslocamento ou ‘*displacement ventilation*’ (DV). Nesse tipo de sistema, a entrada de ar é localizada no nível do piso, e a saída geralmente localiza-se na altura do teto. Utilizaram 48 termorresistências para medir a temperatura nas superfícies, e mais 38 termorresistências localizadas a 0,1 m de distância das superfícies, para coletar a temperatura de referência do ar local. Mais distante das superfícies, foram utilizadas 24 termorresistências (*Resistance Temperature Detector*) e 4 termístores. Além disso, 24 pontos de velocidade próximos às superfícies foram monitorados para analisar a predominância do regime convectivo (forçado ou natural). Os resultados permitiram validar correlações anteriores e desenvolver novas correlações. Obtiveram, dentre essas novas, uma correlação para o teto sendo resfriado. Pois para o tipo de configuração utilizada (*Displacement Ventilation Diffuser*, ou difusor de ventilação de deslocamento), é comum que o teto esteja a uma temperatura mais alta do que o ar. A equação (4) apresenta esta correlação:

$$CTCC = 2,12 \left(T_{AR_LOCAL} - T_{SUP} \right)^{0,33} \quad (4)$$

Onde:

T_{SUP} = temperatura da superfície (K)

T_{AR_LOCAL} = temperatura do ar local, medida a 0,1 m da superfície (K)

2.2 CORRELAÇÕES PARA CONVECÇÃO FORÇADA EM EDIFICAÇÕES

Spitler, Pedersen e Fisher (1991) realizaram uma série de experimentos em um ambiente retangular, variando a localização e tamanho da entrada de ar, temperatura de entrada e vazão mássica de ar. Com os resultados dos experimentos, foi possível relacionar o CTCC com o momento de jato J, obtendo-se a relação apresentada na equação (5):

$$CTCC = C_1 + (C_2 J^{0,5}) \quad (5)$$

Onde J é calculado por:

$$J = \frac{U_0^2 A_{ENT}}{g V_{INT}} \quad (6)$$

Onde:

U_0 = Velocidade do escoamento de entrada (m/s)

g = Aceleração da gravidade (m/s²)

V_{INT} = Volume interno (m³)

A_{ENT} = Área da entrada (m²)

As correlações obtidas formaram a base de um novo modelo para o coeficiente convectivo de transferência de calor em edificações. Os valores para CTCC obviamente variaram comparando teto, piso, paredes, e a localização da entrada de ar. A tabela (3) apresenta os valores para C_1 e C_2 .

Tabela 3 - Valores de coeficientes para a correlação obtida por Spitler, Pederson e Fisher (1991).

Superfície	Entrada de Ar	Limites	C1	C2
Paredes	Teto	$0,001 < J < 0,03$	4,2	81,3
Teto	Teto	$0,001 < J < 0,03$	11,4	209,7
Piso	Teto	$0,001 < J < 0,03$	3,5	46,8
Paredes	Parede	$0,002 < J < 0,011 ;$	1,6	92,7
Teto	Parede	$0,002 < J < 0,011 ;$ $Ar < 0,3$	0,6	59,4
Piso	Parede	$0,002 < J < 0,011 ;$ $Ar < 0,3$	3,2	44

Fonte: Adaptado de Spitler, Pederson e Fisher (1991).

Na tabela (3), Ar refere-se ao número de Arquimedes. Ele representa a razão entre as forças de empuxo e as forças dinâmicas do jato de entrada. Uma forma geral do número de Arquimedes é dada pela equação (7).

$$Ar = \left(\beta g L_c \Delta T_{IN_EX} \right) / U^2 \quad (7)$$

Onde:

β = Coeficiente de expansão volumétrica (1/K)

L_c = Característica dimensional (m)

ΔT_{IN_EX} = Diferença de temperatura entre o interior e o exterior (K)

U = Velocidade do fluido (m/s)

Fisher e Pedersen (1997) realizaram novos experimentos e conseguiram relacionar o CTCC com o valor de ACH (*'air changes per hour'*, ou trocas de ar por hora), que exprime o número de vezes que todo o volume de ar interno é trocado no intervalo de uma hora. A correlação obtida é válida apenas para entrada de ar radial no teto, temperatura de entrada entre 10°C e 25°C, e valores de ACH entre 3 a 100. Esta correlação tem o seguinte formato:

$$CTCC = c ACH^{0,8} \quad (8)$$

Os valores para o coeficiente 'c' estão apresentados na tabela 4.

Tabela 4 - Valores do coeficiente c para a correlação obtida por Fisher e Pedersen para o coeficiente convectivo forçado em edificações (1997)

Superfície	c
Parede	0,19
Piso	0,13
Teto	0,49

Fonte: Fisher e Pedersen (1997).

Novoselac et al. (2006) puderam comprovar, a partir de seus experimentos e aparatos (descritos na seção 2.1), que para o tipo de suprimento de ar utilizado por eles (DV), a maior taxa de transferência de calor ocorre no piso, onde a convecção é predominantemente forçada, e relacionaram o CTCC com o valor de ACH, chegando à seguinte relação para a convecção puramente forçada no piso:

$$CTCC = 0,48 ACH^{0,8} \quad (9)$$

Goldstein e Novoselac (2010) realizaram mais de 100 experimentos utilizando difusores de ar no teto, variando parâmetros geométricos para a saída de ar, como posição, peitoral e ângulo de persiana. Eles conseguiram relacionar o CTCC com a vazão volumétrica de ar (m^3) e com o comprimento da parede externa mais próxima dos difusores (m), conforme a equação (10):

$$CTCC = d (V / L)^{0,8} \quad (10)$$

A tabela 5 apresenta os valores do coeficiente 'd', para cada caso de configuração analisado.

Tabela 5 - Correlações obtidas por Goldstein e Novoselac (2010) para o coeficiente convectivo forçado em edificações.

(continua)

Superfície	Coeficiente d	Características
Janela com metade do comprimento da parede – Sem persianas		
Janela na parte superior da parede	0,117	Difusores de ar no teto; com e sem peitoril na janela
Janela na parte inferior da parede	0,093	Difusor de ar duplo no teto a 23 centímetros da parede; sem peitoril

Tabela 6 - Correlações obtidas por Goldstein e Novoselac (2010) para o coeficiente convectivo forçado em edificações.

(conclusão)

Janela com o comprimento total da parede – Sem persianas		
Janela com altura total da parede	0,103	Difusor de ar duplo no teto a 23 cm da parede
Janela com metade do comprimento da parede – Com persianas		
Janela na parte superior da parede	0,083	Difusor de ar duplo no teto a 23 centímetros da parede; sem peitoril; persianas abertas
Janela com o comprimento total da parede – Com persianas		
Janela com altura total da parede	0,063	Difusor de ar duplo no teto a 23 centímetros da parede; persianas abertas
Parede externa		
Janela na parte inferior da parede	0,063	Difusores de ar no teto; com e sem peitoril na janela; com e sem persianas abertas
Janela na parte superior da parede	0,093	Difusor de ar duplo no teto a 23 centímetros da parede; sem persianas e sem peitoril
Piso		
Válido para ambas as posições de janela	0,048	Para todas as combinações de geometria descritas acima

Fonte: Adaptado Goldstein e Novoselac (2010).

2.3 CORRELAÇÕES PARA CONVECÇÃO MISTA EM EDIFICAÇÕES

Awbi e Hatton (2000) utilizaram a mesma instalação descrita na seção 2.1 para estudar a convecção mista. Eles utilizaram um ventilador com bocal para prover um jato de ar sobre uma das superfícies aquecidas. Seis configurações diferentes foram analisadas, variando a posição do ventilador e direção do bocal. Os resultados obtidos pelos experimentos com convecção forçada foram combinados com as correlações para convecção natural por meio da equação da mistura (*blending equation*), primeiramente proposta por Churchill e Usagi (1972):

$$CTCC = h_{CN} + h_{CF} = \left[\left(a \frac{\Delta T^b}{D^c} \right)^{3,2} + \left(d W^e U_W^f \right)^{3,2} \right]^{1/3,2} \quad (11)$$

Na equação (11), h_{CN} refere-se à contribuição da convecção natural, e h_{CF} refere-se à contribuição da convecção forçada para o coeficiente convectivo total. U_w refere-se à velocidade do ar na saída do bocal (m/s), e W refere-se à largura da abertura do bocal (m). Os termos que compõem a contribuição da convecção natural são exatamente os mesmos já apresentados na seção 2.1. Os valores dos coeficientes para as três correlações obtidas estão apresentadas na tabela 6, relacionadas às suas respectivas superfícies e configurações:

Tabela 7 - Valores dos coeficientes para a correlação obtida por Awbi e Hatton (2000) para convecção mista em edificações.

Superfície	a	b	c	d	e	f	Configuração
Parede	1,823	0,293	0,121	3,79	1,536	0,873	Jato de ar sobre a parede que dissipa calor
Chão	2,175	0,308	0,076	4,248	0,575	0,557	Jato de ar sobre o chão que dissipa calor
Teto	0,704	0,133	0,601	1,350	0,074	0,772	Jato de ar sobre o teto que dissipa calor

Fonte: Adaptado de Awbi e Hatton (2000).

Novoselac (2005) apresentou em sua tese de doutorado um conjunto de novas correlações para obtenção do CTCC para dois sistemas de ventilação distintos: difusores DV e difusores de aspiração no teto. O aparato utilizado é o mesmo utilizado por Novoselac et al. (2006), descrito na seção 2.1. Para o primeiro caso (difusores DV), a correlação é apropriada para obter o valor do CTCC para o chão, e tem o seguinte formato:

$$CTCC = \left[\left(a \frac{\Delta T^b}{D^c} \right)^6 + \left(\frac{|T_{SUP} - T_{ENTRA}|}{\Delta T} 0,48 ACH^{0,8} \right)^6 \right]^{1/6} \quad (12)$$

Onde:

ΔT = Diferença de temperatura entre a superfície e o ar local, medido a 0,1 metro de distância da superfície (K).

T_{SUP} = Temperatura da superfície (K).

T_{ENTRA} = Temperatura de entrada do ar (K).

D = Diâmetro hidráulico (m).

Os valores dos coeficientes para a equação (12) estão descritos na tabela 7.

Tabela 8 - Valores dos coeficientes para o primeiro caso de correlações propostas por Novoselac (2005).

Configuração	a	b	c
$T_{SUP} > T_{AR_LOCAL}$	2,175	0,308	0,076
$T_{SUP} < T_{AR_LOCAL}$	0,704	0,133	0,601

Fonte: Adaptado de Novoselac (2005).

Para o segundo caso (difusores de aspiração no teto), as correlações apresentam a seguinte forma:

$$CTCC = \left[\left(a \frac{\Delta T^b}{D^c} \right)^3 + (d ACH^{0,8})^3 \right]^{1/3} \quad (13)$$

As variáveis ΔT e 'D' da equação (13) possuem o mesmo significado em relação à equação (12).

Os valores dos coeficientes para a equação (13) estão descritos na tabela 8.

Tabela 9 - Valores dos coeficientes para o segundo caso de correlações apresentadas por Novoselac (2005)

Superfície	Condição	a	b	c	d
Parede	-	1,823	0,293	0,121	1,310
Chão	$T_{SUP} > T_{AR_LOCAL}$	2,175	0,308	0,076	0,960
Chão	$T_{SUP} < T_{AR_LOCAL}$	0,704	0,133	0,601	0,960
Teto	$T_{SUP} < T_{AR_LOCAL}$	0,704	0,133	0,601	1,190
Teto	$T_{SUP} > T_{AR_LOCAL}$	2,12	0,330	0,000	1,190

Fonte: Adaptado de Novoselac (2005).

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para analisar o CTCC em edificações, é necessário um entendimento prévio sobre os modos de transferência de calor por condução e por convecção. Além disso, para análise de um escoamento qualquer e também para a utilização da ferramenta CFD (*Computational Fluid Dynamics*), é pertinente possuir conhecimento das equações diferenciais governantes. Tais equações são conhecidas como "Leis de Conservação".

3.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO

A condução é o modo de transferência de energia que ocorre por meio da interação entre partículas (átomos ou moléculas), de partículas mais energéticas para as menos energéticas. Os modos de energia das partículas podem estar relacionados ao movimento translacional, ou aos movimentos internos de rotação e vibração. Esta transferência de energia é chamada difusão de calor.

A temperatura está diretamente relacionada ao nível energético molecular. Quando existe um gradiente de temperatura em um meio material, a transferência de calor deve acontecer na direção da diminuição de temperatura.

A equação utilizada para mensurar a quantidade de energia por condução em um meio material é chamada Lei de Fourier. Esta é uma lei fenomenológica, pois foi desenvolvida com base em observação experimental. Todos os experimentos desenvolvidos até o momento confirmaram que a taxa de transferência de calor por condução entre duas extremidades de um meio material é diretamente proporcional à diferença de temperaturas entre estas extremidades e à área da seção transversal da direção do fluxo. Além disso, a transferência de calor é inversamente proporcional à distância entre estas extremidades e varia conforme o material.

A Lei de Fourier para a taxa de transferência de calor por condução unidimensional está apresentada na equação (14).

$$q_x = -k A \frac{dT}{dx} \quad (14)$$

Ou ainda para o fluxo de calor por condução unidimensional:

$$q_x'' = \frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (15)$$

Nas equações (14) e (15), o parâmetro k é a condutividade térmica do material, expresso no Sistema Internacional de Unidades em $W/(m.K)$. O sinal negativo é fundamental, pois o calor é transferido no sentido da diminuição das temperaturas.

O fluxo térmico é uma grandeza direcional, portanto vetorial. A Lei de Fourier pode ser expressa por uma equação mais generalizada, na qual incorpora três dimensões:

$$q_x'' = -k \left(i \frac{\partial T}{\partial x} + j \frac{\partial T}{\partial y} + k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (16)$$

Materiais isolantes (madeira, espuma, fibras) normalmente apresentam valores de k na faixa de 0,01 a 1 $W/(m.K)$. Materiais com elevada condutividade (ligas de metais, metais puros, cristais) apresentam valores de k da ordem de 10 a 1000 $W/(m.K)$.

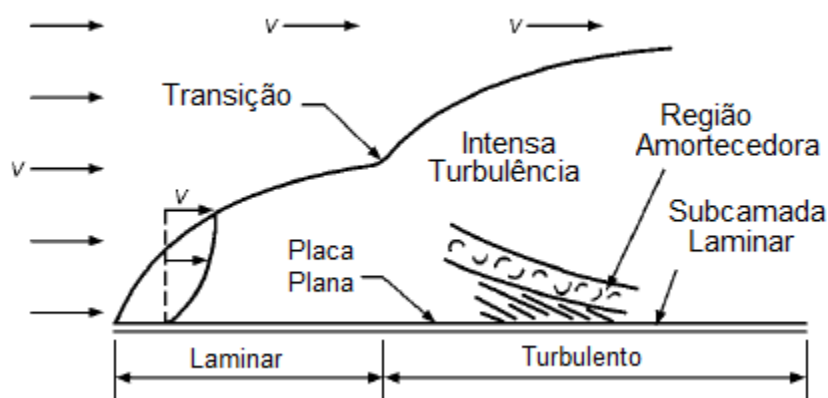
3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

A transferência de calor por convecção envolve dois fenômenos, a condução e a advecção. Este último trata-se da energia transferida devido ao movimento global de um fluido. A transferência de calor total será resultado da superposição dos efeitos de transferência devido à interação entre as partículas e ao movimento macroscópico do fluido. Portanto, para ocorrer convecção, deve haver movimento de fluido.

Normalmente, é relevante a análise de transferência de calor por convecção entre um fluido em movimento e uma superfície. Quando existe tal interação, desenvolve-se na região de contato um fenômeno conhecido como camada limite

fluidodinâmica, ou camada limite de velocidade. Nesta região, a velocidade do fluido irá variar de zero na superfície a um valor finito de velocidade na corrente de fluxo livre. A figura 1 esboça uma camada limite fluidodinâmica formada pelo escoamento de um fluido sobre uma placa plana.

Figura 1 - Camada limite fluidodinâmica

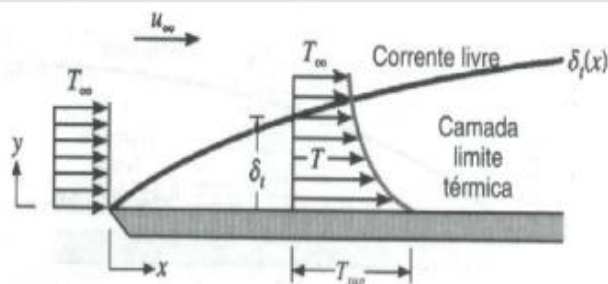


Fonte: ASHRAE Handbook – Fundamentals (2013).

A primeira camada de fluido estacionária em contato com a superfície irá exercer uma tensão de cisalhamento sobre a camada logo acima, retardando seu movimento. A segunda camada também irá exercer uma tensão sobre a próxima camada, e assim sucessivamente, até alcançar a corrente de escoamento livre, onde este efeito se torna desprezível.

Além da camada limite fluidodinâmica, pode ocorrer outro fenômeno chamado camada limite térmica, caso a temperatura da superfície e do fluido sejam diferentes. A figura 2 ilustra este fenômeno.

Figura 2 - Camada limite térmica



Fonte: Incropera *et al.* (2007).

Conforme pode ser visto na figura 2, o perfil de temperaturas do escoamento é uniforme antes de entrar em contato com a placa. Porém, a partir do momento que o escoamento atinge a placa, irá ocorrer uma mudança no perfil. As partículas do fluido em contato com a placa atingem equilíbrio térmico com a temperatura da mesma. Estas partículas irão trocar energia com as partículas logo acima e assim, sucessivamente, formando gradientes de temperatura. Estes gradientes formam a região da camada limite térmica. A camada limite térmica pode ser maior, menor ou do mesmo tamanho do que a camada limite de velocidade. As duas camadas limites, térmica e fluidodinâmica, tendem a aumentar no sentido do distanciamento da borda de ataque da superfície.

Como a velocidade do escoamento diminui quanto mais próximo da superfície, a transferência de calor pelo efeito de advecção também será menor nas proximidades da superfície e a troca de calor por condução será predominante nesta região. Na realidade, na primeira camada de fluido em contato com a superfície, onde as partículas estão estacionárias, a transferência será puramente por difusão. Conforme o escoamento progride a jusante, os efeitos da advecção tendem a aumentar o tamanho da camada limite térmica, tornando evidente o efeito macroscópico da convecção, que transfere calor para dentro do escoamento.

A convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do agente causador do escoamento. Quando a força motriz for um meio externo (como um ventilador ou bomba), a convecção é classificada como forçada. Em oposição, quando as forças motrizes forem forças de empuxo ocasionadas por diferenças de massa específica no fluido, a convecção é classificada como natural, ou convecção livre. Em muitos casos, normalmente quando há baixas velocidades de escoamento forçado, pode ocorrer uma combinação de convecção forçada e natural, ou seja, convecção mista.

A expressão utilizada para a taxa de transferência de calor por convecção tem a forma da equação (17) e chama-se Lei de Resfriamento de Newton.

$$q_{\text{conv}}'' = CTCC (T_{\text{SUP}} - T_{\infty}) \quad (17)$$

Onde:

$$q_{\text{conv}}'' = \text{fluxo de calor por convecção (W/m}^2\text{)}$$

CTCC = coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m².K)

T_{SUP} = Temperatura da superfície (K)

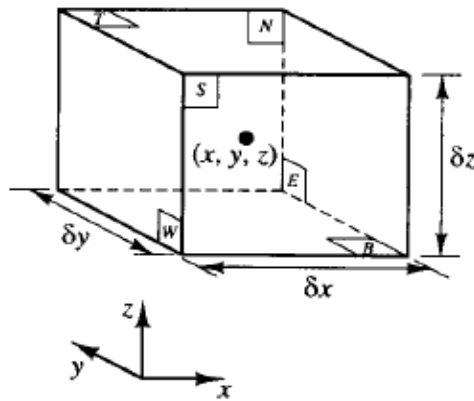
T_∞ = Temperatura de fluxo livre fora da camada limite (K)

A Lei de Resfriamento de Newton indica que o fluxo de calor por convecção é proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido. Todos os outros fatores que podem influenciar na troca de calor estão englobados no CTCC: a geometria da superfície, a natureza do escoamento, e as propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido, tais como massa específica, viscosidade, condutividade térmica e calor específico. A difícil tarefa de obter os valores para o CTCC é considerada o problema da convecção.

3.3 LEIS DA CONSERVAÇÃO

Quando as leis da conservação são empregadas, deve-se ter ciência de que o fluido é considerado como um meio contínuo. Quando esta hipótese é assumida, os espaços vazios e a mobilidade das estruturas moleculares da matéria são ignorados. Desta forma, as propriedades macroscópicas - como pressão, temperatura, massa específica e velocidade - assumem um valor definido em cada ponto do espaço e podem ser representadas por funções contínuas da posição e do tempo. Para tal análise, supõe-se um elemento infinitesimal de fluido cujas propriedades não são influenciadas por moléculas individuais. Este elemento pode ser representado conforme a figura 3:

Figura 3 - Elemento infinitesimal para as Leis da Conservação



Fonte: Versteeg e Malalasekera (1995).

As faces estão rotuladas com as letras N, S, E, W, T e B, que significam Norte, Sul, Leste, Oeste, Topo e Base (em inglês, *North, South, East, West, Top e Bottom*). Uma contabilização sistemática da variação de massa, quantidade de movimento e energia, no elemento de fluido devido a escoamentos através das fronteiras, e, quando pertinente, devido à ação de fontes internas, irá conduzir à formulação das equações da conservação.

Nas equações da conservação descritas a seguir, as notações “x”, “y” e “z” serão utilizadas para representar as coordenadas cartesianas, conforme pode ser observado na figura 3. As letras “u”, “v” e “w” serão empregadas para simbolizar as componentes de velocidade para as respectivas coordenadas “x”, “y” e “z”. A massa específica será representada pela letra grega “ ρ ”, o tempo pela letra “t”, a pressão pela letra “P”, e a temperatura pela letra “T”. Outras variáveis serão esclarecidas após a equação na qual estiver inserida.

3.3.1 Conservação da Massa

A equação da conservação da massa para um volume infinitesimal de um fluido pode ser expressão conforme a equação (13).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] \quad (18)$$

O termo do lado esquerdo da equação representa a taxa de aumento de massa no elemento de fluido. Os termos do lado direito da equação representam a taxa líquida de fluxo de massa para dentro do elemento de fluido.

3.3.2 Equações de Navier-Stokes

As equações que contabilizam o somatório das forças atuando em uma partícula de fluido são chamadas equações de Navier-Stokes. Este conjunto de equações foi desenvolvido a partir da Segunda Lei de Newton, definido que o somatório das forças sobre uma partícula é igual à taxa de aumento da quantidade de movimento desta partícula. Isto equivale a dizer que a quantidade de movimento é conservada. Estas equações são válidas para qualquer fluido Newtoniano, caracterizado por apresentar tensões viscosas proporcionais às taxas de deformação. Para regime permanente, e considerando o escoamento bidimensional, podem-se expressar as equações de Navier-Stokes conforme as equações (19) e (20).

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div}(\bar{\mathbf{u}}) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + S_{M_x} \quad (19)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div}(\bar{\mathbf{u}}) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + S_{M_y} \quad (20)$$

O termo do lado esquerdo da igualdade representa a força de superfície (devido à pressão). Os dois primeiros termos do lado direito da igualdade representam as forças de superfície devido ao cisalhamento (forças viscosas). O terceiro e último termo do lado direito representa as forças de campo, por exemplo, gravitacional, elétrico ou magnético.

O termo $\operatorname{div}(\bar{\mathbf{u}})$ é a deformação volumétrica da partícula de fluido:

$$\text{div}(\bar{\mathbf{u}}) = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \quad (21)$$

Há duas constantes de proporcionalidade inseridas nos termos relacionados às forças viscosas: a viscosidade dinâmica μ , que tem por função relacionar as tensões viscosas às deformações lineares de alongamento e cisalhamento da partícula, e o segundo coeficiente de viscosidade λ , que tem a finalidade de relacionar as tensões viscosas à deformação volumétrica do elemento infinitesimal.

3.3.3 Conservação da Energia

A equação da energia origina-se da Primeira Lei da Termodinâmica, a qual afirma que a taxa de variação de energia de uma partícula de fluido é igual a taxa de calor adicionada ou removida à partícula subtraída a taxa de trabalho realizado sobre a partícula. Considerando regime permanente e escoamento bidimensional, pode-se expressar a equação da energia conforme a equação (22).

$$\text{div}(P\bar{\mathbf{u}}) = \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} \right] + \text{div}(k \text{ grad}(T)) + S_E \quad (22)$$

O trabalho realizado sobre a partícula é resultado do produto entre todas as forças e a componente de velocidade na direção da força. O termo $\text{div}(P\bar{\mathbf{u}})$ representa o trabalho devido à força de pressão. Dentro do primeiro colchetes do lado direito da equação estão agrupados os termos de trabalho referentes às componentes de tensão viscosas que podem atuar no elemento. O termo $\text{div}(k \text{ grad}(T))$ representa a taxa de adição de calor na partícula devido à condução de calor através das fronteiras, sendo a variável k a condutividade térmica do fluido. Por último, o termo S_E representa a taxa de aumento de energia devido às fontes internas.

4 PROCEDIMENTOS DE SIMULAÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os procedimentos de simulação.

4.1 APARATO COMPUTACIONAL UTILIZADO

Todas as simulações foram realizadas no Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Ponta Grossa. O computador utilizado possui processador Intel(R) Core(TM) i7-3820, memória RAM de 16 GB e sistema operacional de 64 Bits.

A ferramenta de simulação utilizada foi o programa comercial ANSYS® Workbench, versão 16.0. Os sub-programas utilizados dentro da plataforma do programa ANSYS Workbench estão citados na tabela 9.

Tabela 10 - Sub-programas utilizados

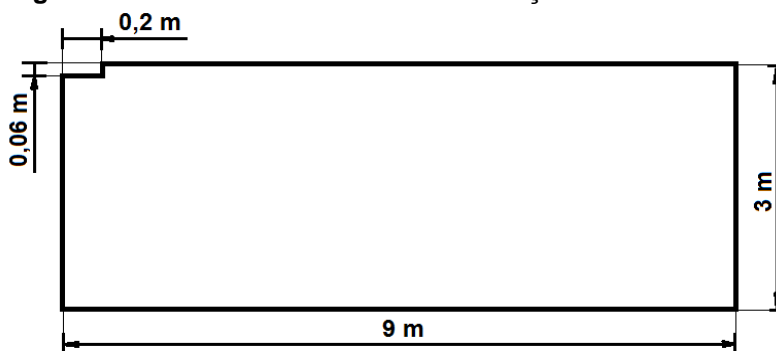
	Pré-Processamento	Processamento	Pós-Processamento
Criação da geometria	ANSYS® DesignModeler™	ANSYS® Fluent®	ANSYS® CFD-Post
Criação da malha	ANSYS® Meshing™		

Fonte: Autoria própria.

4.2 GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Todos os testes executados foram feitos com a mesma geometria bidimensional, a qual representa uma sala com dimensões 9 m x 3 m, conforme a figura 4.

Figura 4 - Geometria utilizada nas simulações



Fonte: Autoria própria.

As arestas de 0,06 metros e 0,2 metros no canto superior esquerdo constituíram a entrada e saída de ar, respectivamente. Esta posição para a entrada e saída de ar foi escolhida com a intenção de simular o comportamento físico de um ar condicionado do tipo *split* em uma sala retangular de forma simplificada.

Foram utilizadas 9 configurações para as condições de contorno, variando-se as temperaturas isotérmicas do teto e da parede esquerda, e a velocidade do escoamento de entrada. Para cada configuração, foram realizados 2 testes, variando-se a temperatura de referência para o cálculo do CTCC (utilizou-se a temperatura média global e a temperatura do ar de entrada). Os valores utilizados estão apresentados na tabela 10.

Tabela 11 - Condições de contorno utilizadas nos testes

Teste	Velocidade de entrada do escoamento (m/s)	Temperatura do Teto (K)	Temperatura da parede esquerda (K)
A.1	5,37	300	300
A.2	5,37	310	300
A.3	5,37	310	310
B.1	6,94	300	300
B.2	6,94	310	300
B.3	6,94	310	310
C.1	8,52	300	300
C.2	8,52	310	300
C.3	8,52	310	310

Fonte: Autoria própria.

A nomeação dos testes foi feita de forma a facilitar a comparação entre eles. Os testes que iniciam com a mesma letra ("A", "B" ou "C") compartilham da mesma

velocidade de entrada do fluxo. O número após a primeira letra especifica o arranjo de temperaturas isotérmicas. A tabela 11 esclarece estas terminologias:

Tabela 12 - Definição das terminologias

A.()	B.()	C.()
$U_0 = 5,37 \text{ m/s}$	$U_0 = 6,944 \text{ m/s}$	$U_0 = 8,510 \text{ m/s}$
().1	().2	().3
$T_{\text{TETO}} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{TETO}} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{TETO}} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_{\text{P.E.}} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{P.E.}} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{P.E.}} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$

Fonte: Autoria própria.

Na tabela 11, tem-se:

U_0 = Velocidade de entrada do escoamento (m/s)

T_{TETO} = Temperatura na superfície interna do teto ($^\circ\text{C}$)

$T_{\text{P.E.}}$ = Temperatura na parede esquerda ($^\circ\text{C}$)

A velocidade de escoamento de entrada de todos os testes foi configurada com seu valor total na direção cartesiana “x”, e componente inicial nula na direção cartesiana “y”.

As únicas condições de contorno que foram mantidas constantes em todos os testes foram a pressão manométrica na saída e as temperaturas do chão, parede direita e a de entrada do escoamento de ar. Estão apresentadas na tabela 12.

Tabela 13 - Condições de contorno iguais para todos os testes

Temperatura do chão (K)	Temperatura da parede direita (K)	Temperatura de entrada do fluxo ($^\circ\text{K}$)	Pressão manométrica na saída (Pa)
300	300	289,15	0

Fonte: Autoria própria.

Cada uma das três vazões gerou duas outras condições de contorno na entrada do fluxo, referentes ao modelo de turbulência: a energia cinética turbulenta, e a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta. Estas condições de contorno foram estimadas através das equações (23) e (24), utilizadas por Nielsen (1990):

$$k_0 = 1,5 (0,04 U_0)^2 \quad (23)$$

$$e_0 = \frac{k_0^{1,5}}{l/10} \quad (24)$$

Onde:

k_0 = energia cinética turbulenta na entrada

U_0 = velocidade na entrada do fluxo (m/s)

e_0 = taxa de dissipação da energia cinética turbulenta na entrada

l = dimensão da aresta de entrada do fluxo (m)

Os valores calculados de k_0 e e_0 para as três vazões utilizadas estão apresentados na tabela 13.

Tabela 14 - Valores de k_0 e e_0 calculados

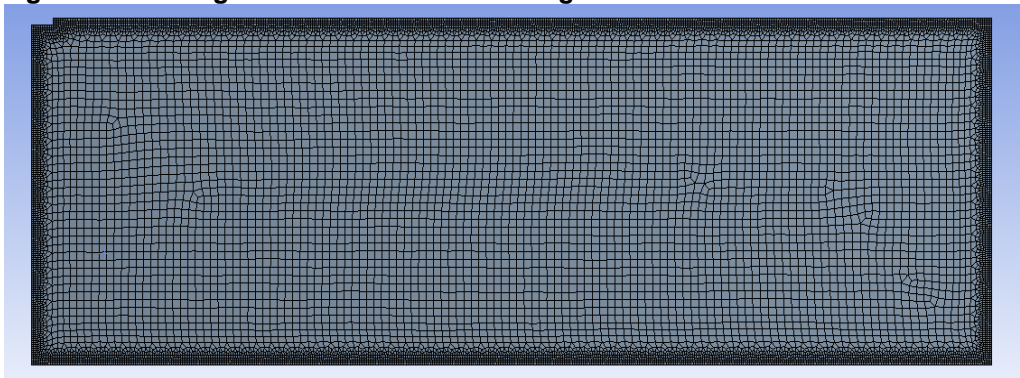
Velocidade de entrada do fluxo (m/s)	k_0	e_0
5,370	0,06922	3,035
6,944	0,11570	6,5626
8,519	0,17420	12,1100

Fonte: Autoria própria.

4.3 MALHA COMPUTACIONAL

A malha utilizada nos testes foi gerada de forma automática no programa ANSYS® Meshing™ utilizando-se o método "*Patch Conforming - General Sweeping*" (varredura). Utilizou-se a função "*Sizing*" (dimensionamento) para especificar o tamanho dos elementos em 70 mm, e a função "*Refinement*" (refinamento) com nível de refinamento 3, para refinar as regiões com altos gradientes de temperatura e velocidade. A malha foi validada através de um teste *BenchMark* (referência) chamado "IEA 2D test case". Os resultados desta validação estão apresentados no capítulo 5. A malha gerada está apresentada na figura 5.

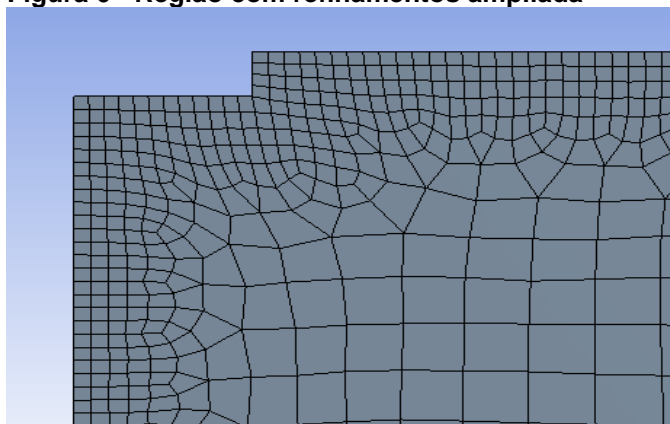
Figura 5 - Malha gerada no ANSYS® Meshing™



Fonte: Autoria própria.

A figura 6 apresenta um corte da região refinada, ampliada de forma a tornar os elementos visíveis.

Figura 6 - Região com refinamentos ampliada



Fonte: Autoria própria.

A malha apresentou máxima inclinação ortogonal ("*Maximum Orthogonal Skew*") de 0,2569. Este parâmetro assume valores de 0 a 1, onde valores próximos de zero correspondem à alta qualidade.

Além disso, foram realizadas simulações para encontrar o ponto ótimo de refino de malha, variando-se os parâmetros *Sizing* e *Refinement*, concluindo-se através da comparação com os valores do *Benchmark* "IEA 2D test case" (apresentado na seção 5.2), que os valores utilizados (70 mm para *Sizing* e 3 para *Refinement*) apresentam resultados mais próximos das medições realizadas por Nielsen (1990).

4.4 PROPRIEDADES DO AR

As propriedades utilizadas para o ar foram baseadas em valores genéricos aproximados para o ar à pressão atmosférica padrão e temperaturas próximas de 20°C. As mesmas estão apresentadas na tabela 14.

Tabela 15 - Propriedades do ar

Calor Específico [J/(kg.K)]	1006,43
Condutividade Térmica [W/(m.K)]	0,0242
Viscosidade dinâmica [kg/(m.s)]	0,0000187425
Massa específica [kg/m³]	Equação de Estado do Gás Ideal

Fonte: Autoria própria.

4.5 MÉTODOS DE SOLUÇÃO

Para malha computacional que não contenha elementos poliédricos e/ou *hanging nodes*, ou “nós pendurados” (o que é o caso do presente trabalho), o programa ANSYS é programado para aplicar o Método dos Elementos Finitos (MEF) na obtenção das soluções numéricas aproximadas das equações matemáticas.

O algoritmo de solução para o acoplamento pressão-velocidade utilizado foi o SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) apresentado por Patankar e Spalding (1972). O “solver” (solucionador) foi ajustado para utilizar uma formulação de velocidade absoluta e regime permanente. A aceleração da gravidade foi definida com valor de 9,81 m/s², na direção negativa do eixo cartesiano “y”.

Para modelar a turbulência, utilizou-se o modelo RNG k-ε (*Re-Normalization Group*), apontado pelos experimentos de Zhang et al. (2007) como um modelo adequado para simular a turbulência em escoamentos de ar no interior de recintos fechados. As constantes deste modelo foram mantidas na forma padrão, derivadas analiticamente a partir da teoria do modelo RNG (YAKHOT; ORSZAG, (1986)) e estão descritas na tabela 15:

Tabela 16 - Constantes utilizadas no modelo RNG k-e

C_{μ}	C_1 - Epsilon	C_2 - Epsilon
0,0845	1,42	1,68

Fonte: Autoria própria.

Para tratamento das funções de parede, foi utilizado o método EWT (*Enhanced Wall Treatment*, ou tratamento de parede aprimorado) para os testes com velocidade do fluxo de entrada de 5,37 m/s, e o método SWF (*Standard Wall Functions*, ou funções de parede padrão) para os testes com velocidade de escoamento de entrada de 6,944 e 8,519 m/s, devido que ambos permitiram convergência numérica para as respectivas velocidades de entrada.

Os métodos de discretização espacial utilizados foram os seguintes: *Least Squares Cell Based* (mínimos quadrados baseados em células) para gradientes, *Second Order* (segunda ordem) para pressão, *Second Order Upwind* (segunda ordem contra o vento) para massa específica, quantidade de movimento e energia; e *First Order Upwind* (primeira ordem contra o vento) para energia cinética turbulenta e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta.

A utilização do modelo de turbulência, tratamentos de parede, e métodos de discretização espacial foram adotados por terem apresentado os melhores resultados quando empregados para simular o experimento *Benchmark "IEA 2D test case"*, após comparados com uma enorme quantidade de experimentos nos quais foram utilizados outros métodos e modelos.

A temperatura de referência utilizada para obter os valores de CTCC nas superfícies foi a temperatura global média do ar, calculada através da função disponível no programa "*Volume-Weighted Average*" (média ponderada dos volumes), conforme a equação (25):

$$\frac{1}{A_G} \int \phi \, dA_G = \frac{1}{A_G} \sum_{i=1}^n \phi |A_i| \quad (25)$$

Onde:

A_G = área global do domínio (m^2)

ϕ = propriedade intensiva selecionada, no caso a temperatura (K)

A_i = área de um volume de controle (m^2)

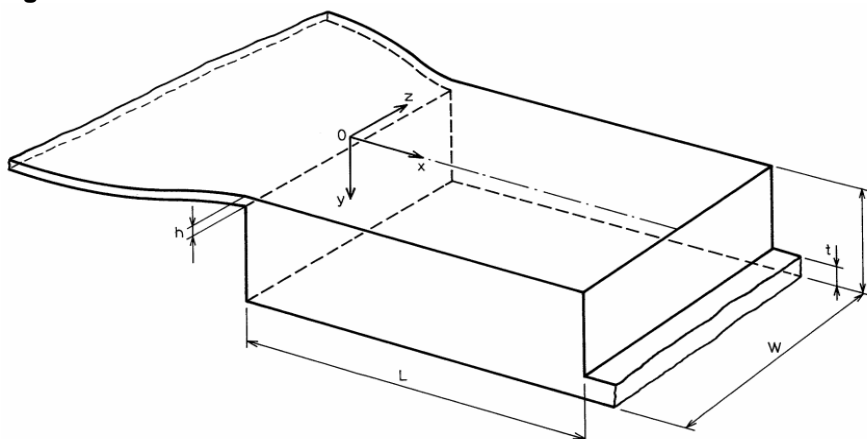
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na primeira seção deste capítulo serão apresentados os resultados obtidos a partir dos estudos para validação dos métodos de solução e a malha computacional apresentados no capítulo 4. A segunda seção destina-se a apresentar os resultados e discussões obtidos através dos 18 casos de estudo realizados neste trabalho. Na terceira seção apresentam-se os resultados obtidos por uma simples simulação de carga energética em uma edificação utilizando-se o programa Domus versão 2003, os quais apresentam valores de CTCC e de consumo energético mensal em uma edificação simples.

5.1 VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS

Para comprovar a qualidade dos métodos em reproduzir as situações físicas de forma computacional com boa precisão, foram realizadas simulações baseadas no *benchmark* “IEA 2D test case”, desenvolvido por Nielsen (1990). Apresenta-se na figura 7, a geometria do recinto utilizado no benchmark.

Figura 7 - Geometria do recinto utilizado no Benchmark “IEA 2D test case”



Fonte: Nielsen (1990).

As dimensões indicadas na figura 7 estão especificadas na tabela 17.

Tabela 17 - Dimensões do recinto utilizado por Nielsen (1990)

h	t	L	W	H
0,168 m	0,48 m	9 m	6 m	3 m

Fonte: Adaptado de Nielsen (1990).

O *benchmark* apresenta dois casos de testes, denominados como "2D1" e "2D2". Neste trabalho, utilizou-se apenas o caso "2D1". Apresentam-se na tabela 18 as condições físicas impostas ao experimento e utilizadas como condições de contorno nas simulações.

Tabela 18 - Condições físicas impostas ao teste 2D1

Velocidade de entrada do escoamento (m/s)	0,455
Viscosidade cinemática do ar (m²/s)	0,00000153
Temperatura de entrada do fluxo (°C)	20
Temperatura isotérmica de todas as paredes (°C)	20

Fonte: Adaptado de Nielsen (1990).

A única propriedade do ar especificada por Nielsen (1990) foi a viscosidade cinemática, com seu valor conforme citado na tabela 18. Para as outras propriedades, foram utilizados os valores apresentados na seção 4.4.

A energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta no fluxo de entrada foram calculadas conforme o método descrito na seção 4.2 e os valores estão apresentados na tabela 19.

Tabela 19 - Valores de energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta no fluxo de entrada

Energia cinética de turbulência (m²/s²)	Taxa de dissipação de turbulência (m²/s³)
0,000497	0,000660

Fonte: Adaptado de Nielsen (1990).

As medições realizadas por Nielsen (1990) foram feitas no plano de simetria em relação à profundidade da sala, em duas linhas verticais e duas linhas horizontais. Nomearam-se estes pontos conforme especificado na tabela 19:

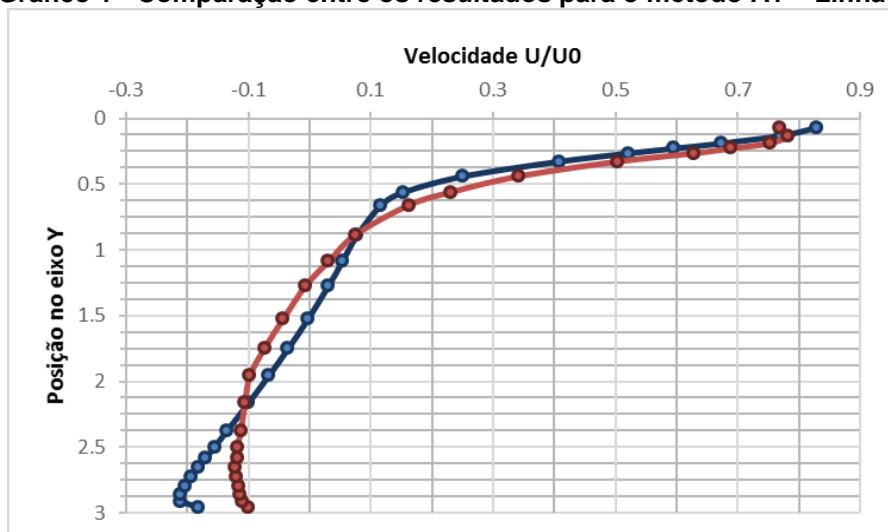
Tabela 20 - Nomeação das linhas de medição do teste 2D1

Nomeação	Localização (m)
Linha A	$x = 3$
Linha B	$x = 6$
Linha C	$y = 0,084$
Linha D	$y = 2,916$

Fonte: Autoria própria.

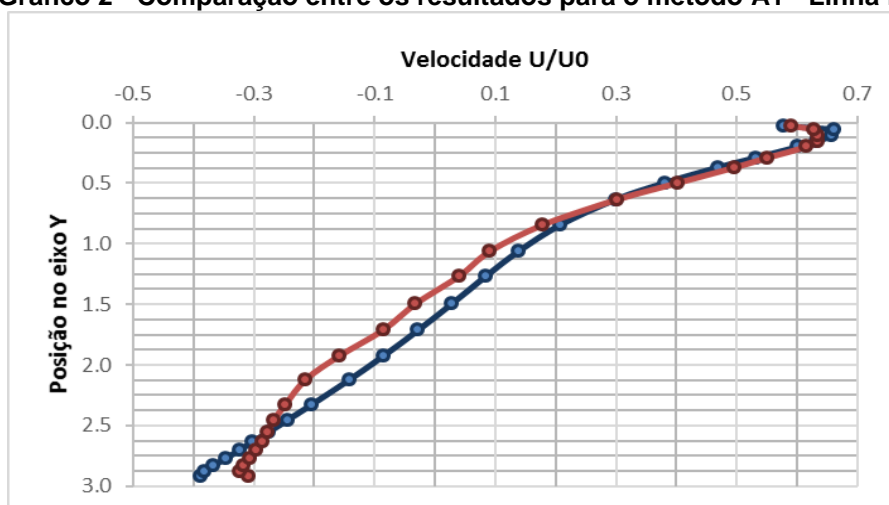
A localização foi estabelecida considerando o ponto cartesiano (0,0,0) no canto superior esquerdo, na metade da aresta em relação à profundidade, conforme indicado na figura 7.

Conforme mencionado no capítulo 4, foram utilizados dois métodos para os 18 testes realizados, sendo o único parâmetro distinto entre eles o tratamento das funções de parede. Todos os outros parâmetros utilizados foram os mesmos para os 18 testes descritos na seção 4.5. Nomearam-se o método em que foi aplicado à função de tratamento de parede EWT como método A1, e o método em que foi utilizada a função SWF como método A2. A seguir estão apresentadas as comparações entre os resultados obtidos pelos dois métodos e as medições reais do Benchmark original, em forma de gráficos, para as quatro linhas de medição “A”, “B”, “C” e “D”. No apêndice A estão apresentadas as tabelas contendo os valores numéricos correspondentes aos pontos em cada um dos gráficos a seguir.

Gráfico 1 - Comparação entre os resultados para o método A1 – Linha A

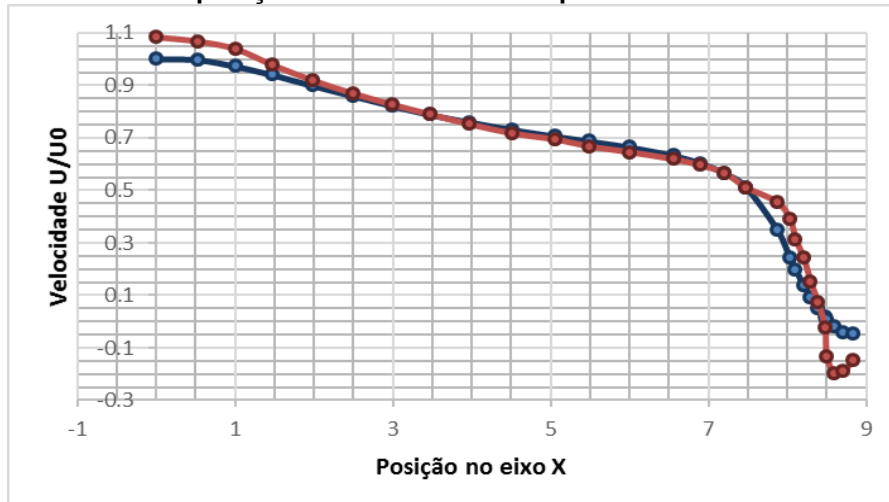
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 2 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha B



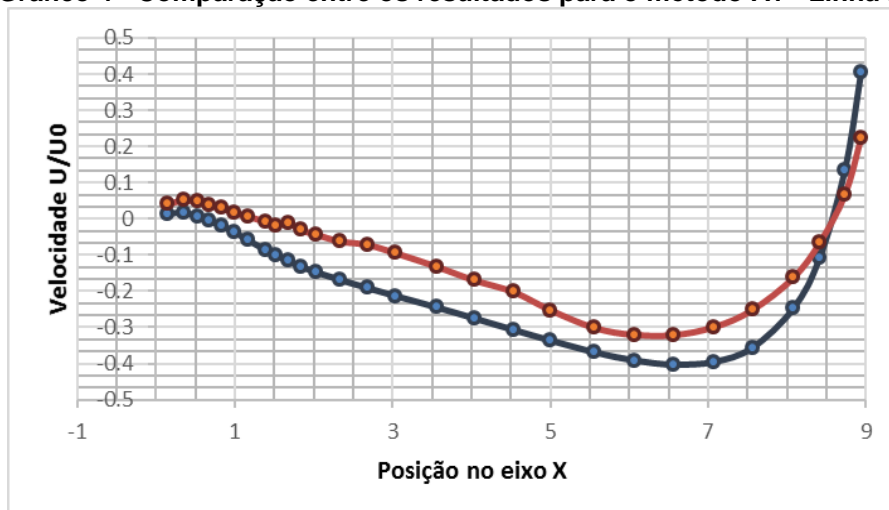
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 3 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha C



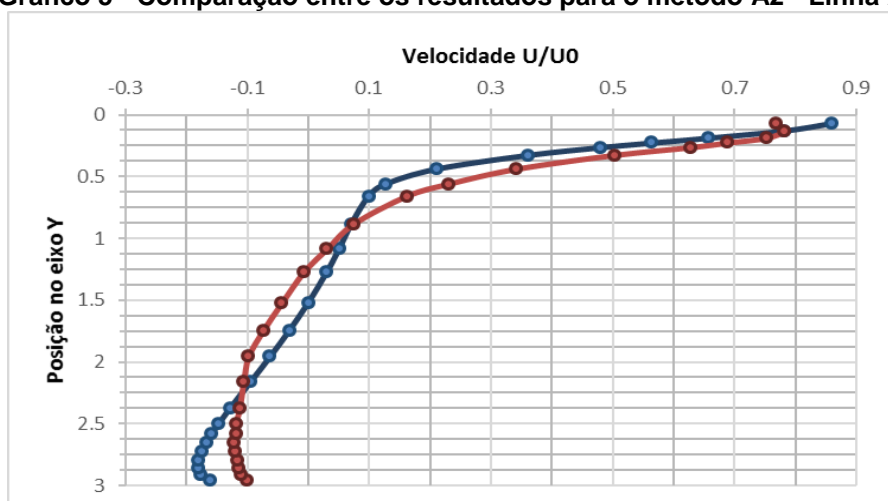
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 4 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha D



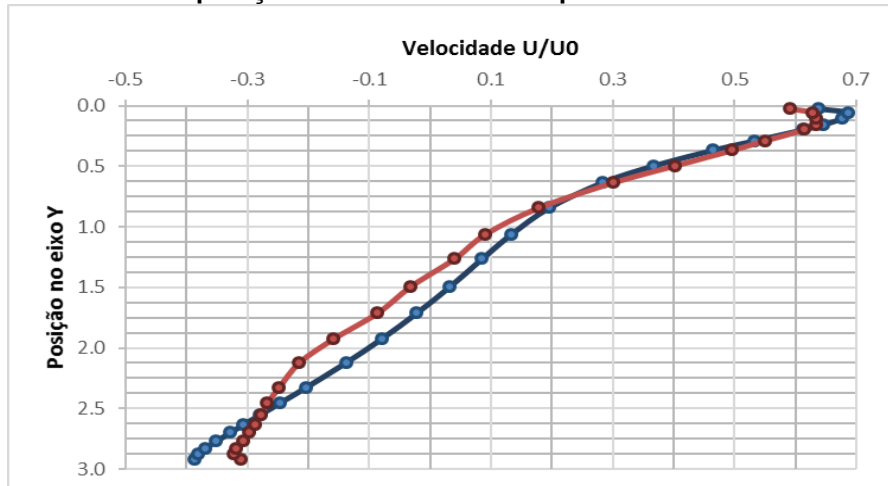
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 5 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha A



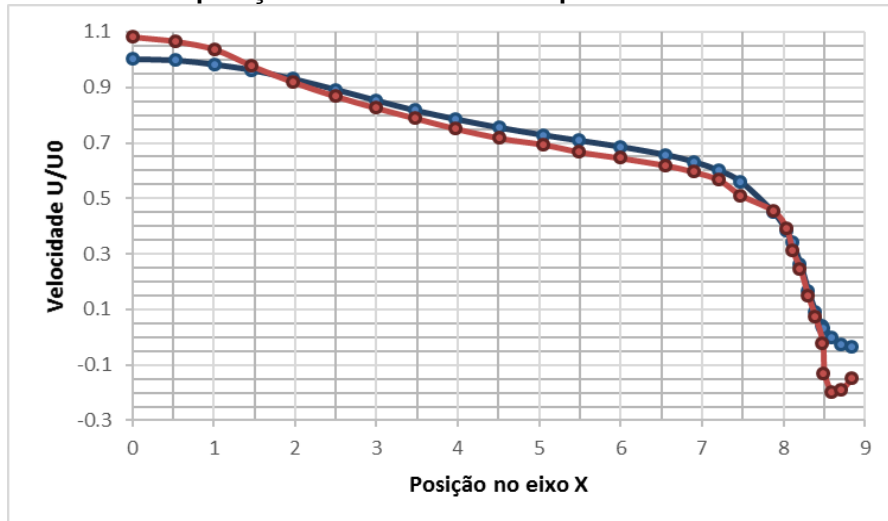
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 6 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha B



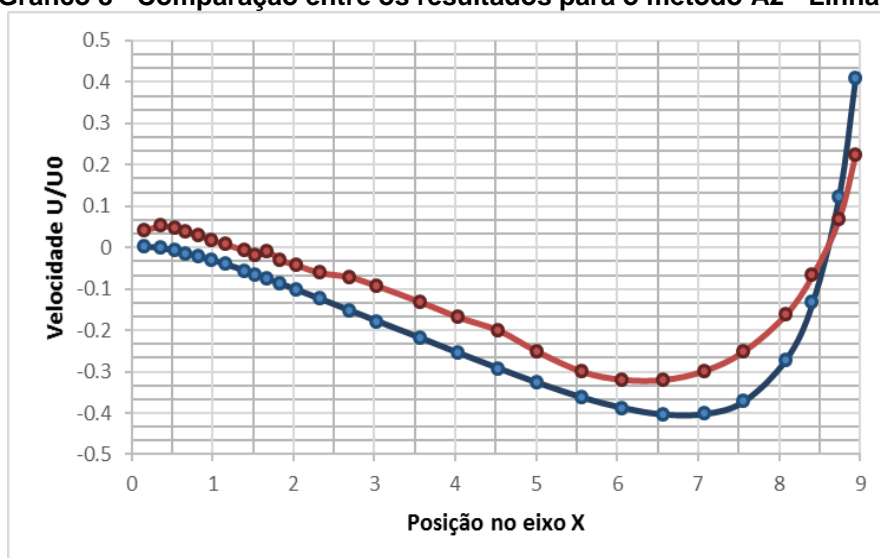
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 7 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha C



Fonte: Autoria própria.

Gráfico 8 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha D



Fonte: Autoria própria.

Para o presente trabalho, considera-se os resultados obtidos através dos modelos numéricos e computacionais satisfatórios, através da comparação com os resultados do experimento Benchmark “IEA 2D test case”. Porém, ressalta-se a necessidade de aprimoramento destes modelos para trabalhos futuros, para obtenção de resultados mais confiáveis.

5.2 RESULTADOS E DISCUSSÕES RELATIVOS AOS ESTUDOS DE CASOS

As tabelas 30 e 31 apresentam os valores de CTCC numericamente obtidos para as três vazões volumétricas de ar: 1160 m/h (5,37 m/s), 1500 m/h (6,94 m/s) e 1840 m/h (8,52 m/s). Como o CTCC é altamente dependente da temperatura, os resultados serão apresentados em termos de duas temperaturas de referência: temperatura média global (tabela 20) e temperatura de entrada do ar (tabela 21).

Tabela 21 - Valores de CTCC obtidos variando-se a velocidade de entrada e utilizando-se como referência a temperatura média global ($W/(m^2).K$)

Velocidade de entrada de fluxo	5,37 m/s			6,94 m/s			8,52 m/s		
	A.1	A.2	A.3	B.1	B.2	B.3	C.1	C.2	C.3
Teto	17.73	16.36	16.36	21.02	19.56	19.39	24.83	23.22	23.27
Parede Direita	6.93	5.82	5.61	9.33	7.93	8.02	11.33	9.75	9.77
Chão	7.67	7.23	7.38	8.79	8.31	8.26	10.31	9.85	9.89
Parede Esquerda	6.15	6.01	6.59	6.98	6.76	7.24	8.00	7.82	8.45

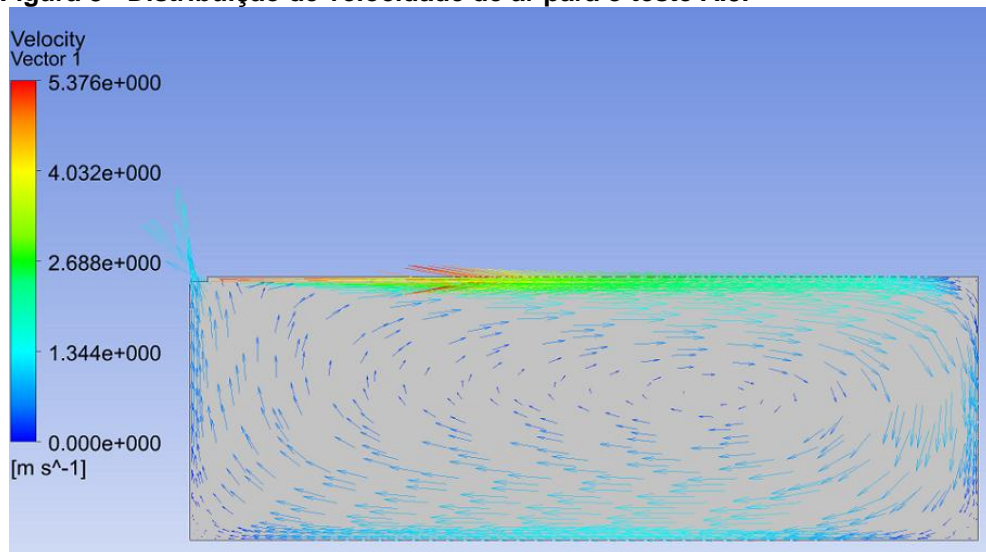
Fonte: Autoria própria.

Tabela 22 - Valores de CTCC obtidos variando-se a velocidade de entrada e utilizando-se como referência a temperatura do ar de entrada ($W/(m^2).K$)

Velocidade de entrada de fluxo	5,37 m/s			6,94 m/s			8,52 m/s		
	A.1	A.2	A.3	B.1	B.2	B.3	C.1	C.2	C.3
Teto	11.26	11.57	11.51	13.79	14.14	14.22	16.50	16.93	16.92
Parede Direita	4.40	2.55	2.41	6.12	3.71	3.91	7.53	4.67	4.64
Chão	5.06	3.28	3.29	5.77	3.89	4.02	6.85	4.72	4.70
Parede Esquerda	3.91	2.63	4.64	4.58	3.16	5.31	5.32	3.75	6.14

Fonte: Autoria própria.

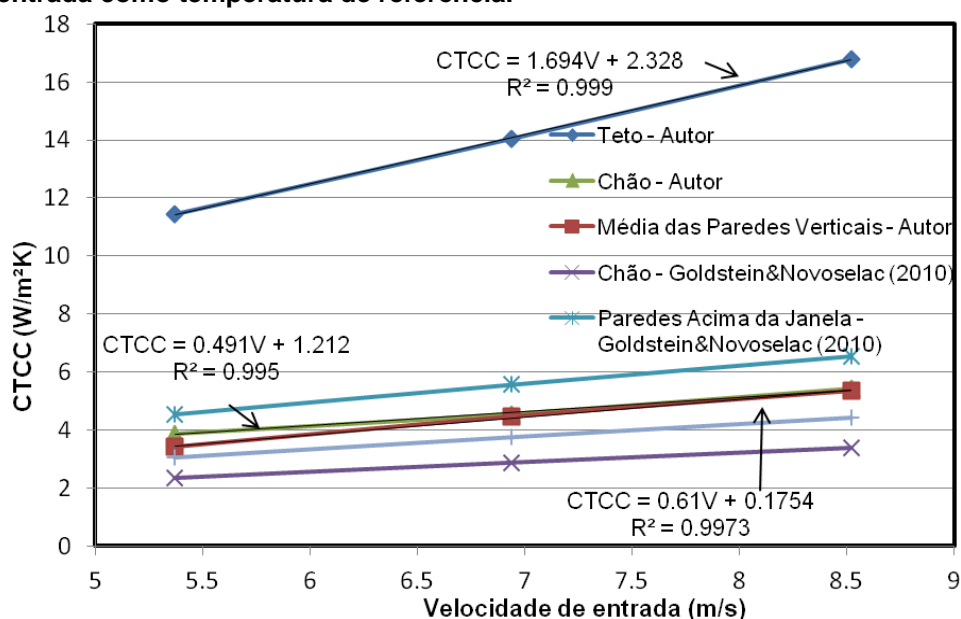
Os valores de CTCC para a parede esquerda apresentaram grande variação entre os testes A.2, B.2, C.2 e A.3, B.3, C.3. A temperatura de 310 K estabelecida na parede esquerda contribui para aumentar os efeitos de empuxo próximo a superfície e, conseqüentemente, a magnitude da velocidade nesta região, como observado na figura 8.

Figura 8 - Distribuição de velocidade de ar para o teste A.3.

Fonte: Autoria própria.

A figura 9 apresenta os valores médios de CTCC de todos os testes em função da velocidade de entrada de ar, mostrando um comportamento linear. Quando a entrada de ar é baixa (5,37 m/s), o chão e a parede esquerda apresentam um valor de CTCC mais alto do que a parede direita. Este fato ocorre devido ao comprimento da sala e a baixa velocidade de ar nesta região. Como esperado, a velocidade de ar e os valores de CTCC na parede direita aumentam com a velocidade do ar de entrada. Novoselac e Goldstein (2010) realizaram medições para uma variedade de geometrias de janelas, incluindo diferentes posições, peitoris e persianas em vários ângulos. Eles propuseram as correlações para a parede abaixo e acima da janela, bem como para o chão, conforme apresentado na tabela 5. Embora os resultados sejam apropriados para ambientes com janela de vidro, a figura 9 mostra que a correlação para parede abaixo da janela apresentou boa concordância com a correlação do autor. Entretanto, uma maior discrepância pode ser observada nos resultados para o chão.

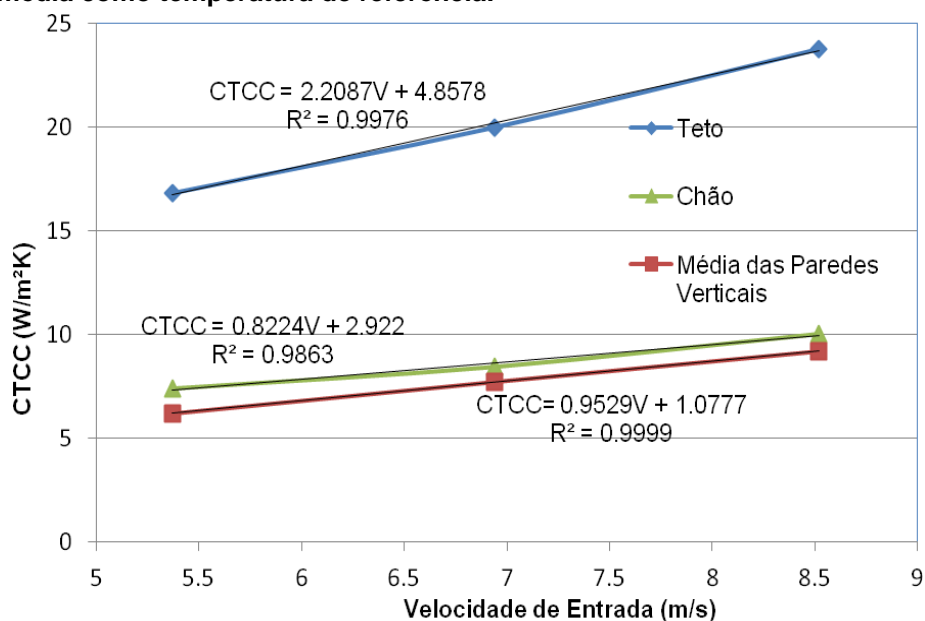
Figura 9 - Valores médios de CTCC para todas as superfícies, com temperatura de entrada como temperatura de referência.



Fonte: Autoria própria.

A figura 10 apresenta o mesmo comportamento para os valores de CTCC, quando a temperatura média global do recinto é utilizada como temperatura de referência. Entretanto, valores mais altos de CTCC são verificados devido a menor diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura média global da sala.

Figura 10 - Valores médios de CTCC para todas as superfícies, com temperatura média como temperatura de referência.

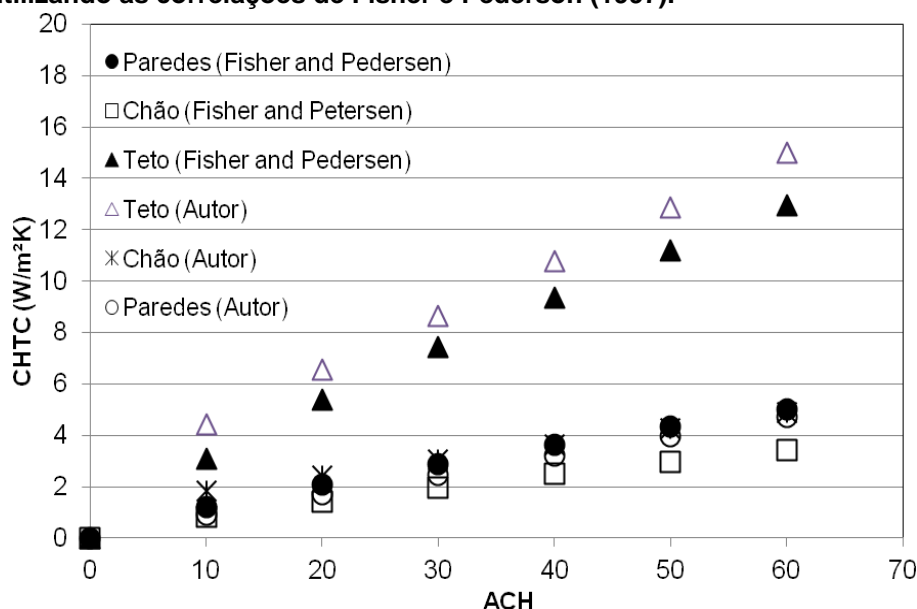


Fonte: Autoria própria.

Valores de CTCC são geralmente expressos como uma função de ACH para convecção forçada, como no trabalho apresentado por Fisher e Pederson (1997), apresentado na seção 2.2.

Simulações bidimensionais fornecem valores compatíveis com resultados experimentais tridimensionais (3D) para taxas de escoamento de ar altas devido a um domínio de profundidade unitário, como observado na figura 11. Neste caso, considera-se que a entrada e a saída de ar ocorrem através de toda a terceira dimensão. Embora Fisher e Pederson (1997) tenham considerado jato de ar radial, ao invés de jato de ar horizontal considerado no presente trabalho, resultados mostram valores similares de CTCC.

Figura 11 - Valores de CTCC obtidos pelo autor através dos testes numéricos e utilizando as correlações de Fisher e Pederson (1997).



Fonte: Autoria própria.

A tabela 22 apresenta três correlações para o CTCC de superfícies internas em edificações para convecção forçada, adequadas para uso em simulações de edificações equipadas com ar condicionado do tipo *Split*. Embora incertezas possam ser causadas por diversos fatores (móvel, geração interna de calor, aspectos geométricos do espaço interno e da entrada e saída de ar, etc), resultados mostram que as correlações experimentais fornecidas por Fisher e Pederson (1997) podem ser também adequadas para o presente caso.

Tabela 23 - Correlações para o CTCC de superfícies internas em edificações

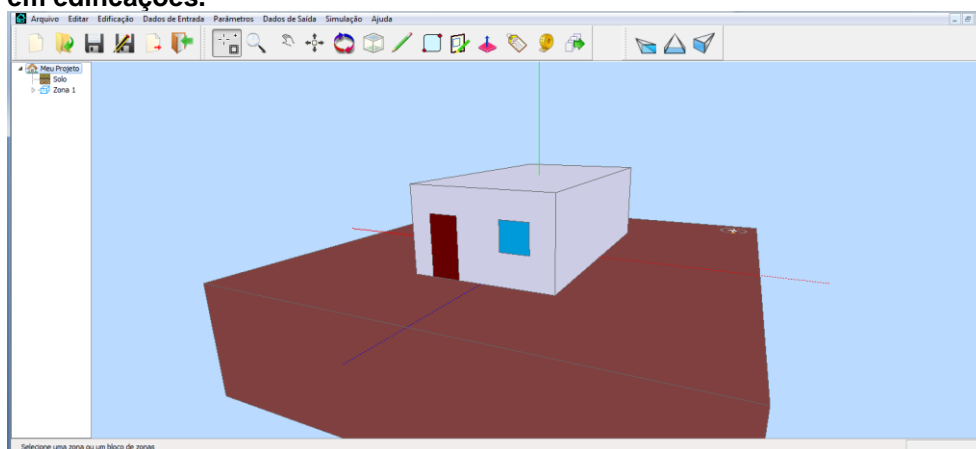
Superfície	($T_{ref} = T_{entra}$)	($T_{ref} = T_{média}$)
Teto	CTCC = 0.211.ACH + 2.321	CTCC = 0.2759.ACH + 4.8686
Chão	CTCC = 0.061.ACH + 1.210	CTCC = 0.1028.ACH + 2.9212
Paredes	CTCC = 0.076.ACH + 0.172	CTCC = 0.1195.ACH + 1.0647

Fonte: Autoria própria.

5.3 SIMULAÇÃO DE CARGA ENERGÉTICA

Para analisar a influência do CTCC no consumo de energia de uma edificação contendo um ar condicionado do tipo *Split*, um simples modelo de edificação é utilizado e simulações são realizadas utilizando-se a ferramenta de simulação energética de edificações Domus versão 2003, conforme apresentado na figura 12.

Figura 12 - Programa Domus versão 2003 usado para simulação de carga energética em edificações.



Fonte: Autoria própria.

Uma edificação de 9 m x 3 m x 5 m composta por três camadas de parede (2 cm – argamassa, 15 cm – tijolo, 2 cm – argamassa), na cidade do Rio de Janeiro (Lat. = -22,9° e Long. = -43,17°) foi considerada no estudo de caso. Uma única porta (2,1 m x 0,9 m) e uma janela (1 m x 1 m) foram consideradas para diminuir o efeito daquelas superfícies nos valores de CTCC e o efeito de radiação através da janela. Não foram considerados geração de calor ou umidade e o CTCC externo de 12 W/((m²)K) foi adotado para todas as superfícies. A tabela 31 apresenta os resultados de resfriamento energético no mês janeiro obtidos pela implementação de

correlações obtidas neste trabalho e por Spitler et al. (1991). Eles consideraram que a convecção é linearmente proporcional à velocidade de ar e à raiz quadrada do momento de jato adimensional do fluxo de entrada J , apresentado na seção 2.2.

Tabela 24 - Consumo de energia do sistema de resfriamento de ar

Estudos de caso	CTCC (W/m ² K)			Consumo de energia (kWh/mês)
	Teto	Chão	Paredes	
5,37 m/s – Trabalho Atual	7,6	3,9	2,3	955,8
6,94 m/s - Trabalho Atual	10,4	5,0	3,5	1122,4
8,52 m/s - Trabalho Atual	13,1	6,0	4,6	1236,0
5,37 m/s - Spitler <i>et al.</i> (1991) Entrada na parede	2,7	4,8	5,0	976,2
6,94 m/s - Spitler <i>et al.</i> (1991) Entrada na parede	3,4	5,3	5,9	1061,8
8,52 m/s - Spitler <i>et al.</i> (1991) Entrada na parede	4,0	5,7	6,9	1132,6
5,37 m/s - Spitler <i>et al.</i> (1991) Entrada no teto	19,0	5,2	7,1	1368,6
6,94 m/s - Spitler <i>et al.</i> (1991) Entrada no teto	21,2	5,7	8,0	1413,8
8,52 m/s - Spitler <i>et al.</i> (1991) Entrada no teto	23,4	6,2	8,9	1453,0

Fonte: A autoria própria.

Embora os valores de CTCC variem amplamente, os resultados de resfriamento energético gastos com ar condicionado do tipo *Split* apresentaram uma diferença máxima de 14% para uma velocidade de ar de entrada de 8,52 m/s, na parede lateral. Para o caso com entrada de ar no teto, maiores discrepâncias entre os valores foram verificados (até 30%) que podem ser parcialmente atribuídos ao uso da temperatura de ar de retorno como temperatura de referência. A maioria das ferramentas de simulação energética em edificações considera a temperatura do ar bem misturado igual à temperatura do ar de retorno.

Em geral, a maioria das correlações na literatura é obtida através de experimentos em que valores são dependentes das condições de contorno, localização de entrada e saída e da geometria. Neste estudo, simulações de CFD mostraram que algumas correlações que consideram o CTCC como função da taxa de troca de ar podem ser consideradas independentes dos padrões de fluxo de ar

causados pelas configurações da entrada de ar. Por outro lado, as correlações apresentadas por Spitler et al. (1991) apresentaram uma grande sensibilidade nesta condição, como observado na tabela 23. A correlação para convecção mista também foi testada (ex: AWBI e HANTTON (2000) e BEAUSOLEIL-MORRISON (2001)), entretanto, os resultados apresentaram comportamentos insatisfatórios como discutido por Obyn e Moeseke (2015).

6 CONCLUSÕES

Embora os processos de transferência de calor por condução e radiação sejam bem compreendidos para simulação de energia em edificações, modelos para convecção são utilizados de forma ainda simplificada. Para melhorar a precisão de avaliação de resfriamento energético em edificações condicionados por sistemas de ar do tipo *Split*, simulações bidimensionais utilizando CFD foram realizadas e correlações para o coeficiente de transferência de calor convectivo foram obtidas para as paredes verticais, teto e chão utilizando diferentes taxas de fluxo de ar. O efeito das temperaturas da superfície também foi verificado e então foram definidos os valores médios do CTCC. Os resultados mostraram que os valores do CTCC são muito sensíveis à velocidade de entrada de ar e menos sensíveis à temperatura das superfícies. As novas correlações também foram comparadas com correlações disponíveis na literatura que consideram difusores de ar no teto. Embora os padrões de fluxo de ar sejam diferentes, os resultados mostraram que as correlações propostas por Fisher e Pedersen (1997), por exemplo, podem ser apropriadas para o cálculo do CTCC para edificações condicionadas por sistemas de ar do tipo *Split*. Entretanto, as correlações obtidas por Spitler et al. (1991) apresentam uma grande dependência da posição de entrada de ar.

Este trabalho também mostrou a dificuldade do uso de correlações genéricas do CTCC interno para ser usado em simulações energéticas de edificações. Entretanto, devido ao progresso das tecnologias computacionais, simulações via CFD podem ser vistas como uma estratégia promissora para obter novas correlações ou até mesmo para ser combinadas com ferramentas de simulação energética de edificações através de cosimulação, como proposto pela IEA, utilizando o anexo 60.

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se que se busquem melhorias na precisão dos modelos numéricos e computacionais, para uma melhor validação através do *benchmark* utilizado. Em segundo lugar, sugere-se a realização de um maior número de testes, aumentando os limites de variação dos parâmetros velocidade de entrada de fluxo, temperaturas isotérmicas nas superfícies e pressão na saída. No entanto, o entendimento dos valores de CTCC em edificações vai muito além da geometria, pois as possíveis variações do envoltório são infinitas. Entretanto, ressalta-se que este campo de estudo é de extrema importância para a

sustentabilidade mundial e busca da eficiência energética, visto que o uso de sistemas de climatização em edificações representa uma parcela significativa dos gastos energéticos da sociedade atual.

REFERÊNCIAS

AGENCY, Internacional Energy. **Energy efficiency**. Site da Internacional Energy Agency. Disponível em: <<http://www.iea.org/topics/energyefficiency/>>. Acesso em: 20 out. 2015, 19:35.

AL-SANEA, S. A.; ZEDAN, M.F.; AL-HARBI, M.B. Effect of supply Reynolds number and room aspect ratio on flow and ceiling heat-transfer coefficient for mixing ventilation. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 54, p. 176-187, 2012.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **2013 Ashrae Handbook: Fundamentals**. Inch-pound ed. Atlanta, Ga.: Ashrae, 2013.

AWBI, H. B.; HATTON, A. Mixed convection from heated room surfaces. **Energy and Buildings**, v. 32, p. 153-166, 2000.

AWBI, H. B.; HATTON, A. Natural convection from heated room surfaces. **Energy and Buildings**, v. 30, p. 233-244, 2000.

BEAUSOLEIL-MORRISON, I. An algorithm for calculating convection coefficients for internal building surfaces for the case of mixed flow in rooms. **Energy and Buildings**, v. 33, p. 351-361, 2001.

CHEN, Q.; ZHANG, Z.; ZUO, W. Computational fluid dynamics for indoor environment modeling: past, present and future. **6th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings: Sustainable Built Environment**, v. 3, p. 1-9, 2007.

CHURCHILL, S.W., USAGI, R. A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena, **AIChE J.**, v. 18, p. 1121–1128, 1972.

FISHER, D. E.; PEDERSEN, C. O. Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations. **ASHRAE Transactions**, v. 103, pt. 2, p. 137-148, 1997.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. **Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S. A.**, 2008.

KHALIFA, A. J. N.; MARSHALL, R. H. Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 33, n. 10, p. 2219-2236, 1990.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. Eficiência Energética na Arquitetura. 3. ed. **Rio de Janeiro: ELETROBRAS/PROCEL**, 2014.

MENDES, N., OLIVEIRA, R.C.L.F.; SANTOS G.H. Domus 2.0: A Whole-Building Hygrothermal Simulation Program, **Eighth International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA 03)**, 2003.

NIELSEN, P. V.; RONG, Li.; CORTES, I. O. The IEA Annex 20 Two-Dimensional Benchmark Test for CFD Predictions. **10th Relva World Congress: Sustainable Energy Use in Buildings**. Antalya: Clima 2010.

NIELSEN, P. V.; SORENSEN, D. N. Quality control of computational fluid dynamics in indoor. **Indoor Air**, v. 13, p. 2-17, 2003.

NOVOSELAC, A.; BURLEY, B. J.; SREBRIC, J. Development of a new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems. **Energy and Buildings**, v. 38, p. 163-173, 2005.

NOVOSELAC, A.; GOLDSTEIN, K. Convective heat transfer in rooms with ceiling slot diffusers. **ASHRAE Transactions**, v. 16, n. 5, p. 629-655, 2010.

NOVOSELAC, A. Combined airflow and energy simulation program for building mechanical system design. 2005. 231 f. **Thesis in Architectural Engineering – The Pennsylvania State University**, 2005.

OBYN, S., MOESEKE, G. Variability and impact of internal surfaces convective heat transfer coefficients in the thermal evaluation of office buildings. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 258-272, 2015.

PATANKAR, S. V.; SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, p. 1787-1806, 1972.

PEETERS, L.; BEAUSOLEIL-MORRISON, I.; NOVOSELAC, A. Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations. **Energy and Buildings**, v. 43, p. 2227-2239, 2011.

PEETERS, L.; BEAUSOLEIL-MORRISON, I.; NOVOSELAC, A. Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 2227-2239, 2011.

SANTOS, G. H.; MENDES, N. The solum program for predicting temperature profiles in soils: Mathematical models and boundary conditions analyses. **Eighth International IBPSA Conference**, p.1171-1176, 2003.

SKOVGAARD, M.; NIELSEN, P. V. Simulation of simple test case 2D1: Two-dimensional isothermal Forced Convection. Aalborg: **Dept. of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University**, v. R9131, n. 10, p. 1-10, 1991.

SPITLER, J. D.; PEDERSEN, C. O.; FISHER, D. E. Interior Convective Heat Transfer in Buildings with Large Ventilative Flow Rates. **ASHRAE Transactions**, v. 97, n. 1, p. 505-515, 1991.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method. **Harlow: Longman Scientific and Technical**, 1995.

VOLLARO, A. L., GALLI, G., VALLATI, A. CFD Analysis of Convective Heat Transfer Coefficient on External Surfaces of Buildings. **Sustainability**, v. 7, p. 9088-9099, 2015.

WANG, S., SHEN, Z., GU, L. The Impact of Roof Pitch and Ceiling Insulation on Cooling Load of Naturally-Ventilated Attics. **Energies**, v. 5, p. 2178-2196, 2012.

WANG, S., SHEN, Z. Impacts of Ventilation Ratio and Vent Balance on Cooling Load and Air Flow of Naturally Ventilated Attics. **Energies**, v. 5, p. 3218-3232, 2012.

YAKHOT, V.; ORSZAG, S. A. Renormalization Group Analysis of Turbulence – Basic Theory. **Journal of Scientific Computing**, v. 1, p. 1-51, 1986.

ZHAI, Z.; ZHANG, Z.; ZHANG, W.; CHEN, Q. Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part-1: summary of prevalent turbulence models. **HVAC&R Research**, v. 13, n. 6, p. 1-21, 2007.

APÊNDICE A - Valores Numéricos Para o *Benchmark* "IEA 2D Test Case", Obtidos Pelo Autor e Por Nielsen (1990)

Tabela 25 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha A

Posição no eixo y na linha A (x = 3m)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
2.9598	-0.18121	-0.0993	82.48409
2.9097	-0.21108	-0.1108	90.5021
2.8569	-0.2109	-0.114	85.00034
2.7942	-0.20345	-0.116	75.38713
2.7258	-0.19267	-0.1202	60.29136
2.655	-0.18151	-0.1213	49.63515
2.583	-0.16976	-0.1167	45.46562
2.4972	-0.15558	-0.1182	31.62525
2.3787	-0.13586	-0.1127	20.54927
2.1612	-0.09991	-0.1059	5.657724
1.959	-0.06747	-0.098	31.15209
1.7478	-0.03511	-0.0738	52.42198
1.5222	-0.00266	-0.0429	93.79121
1.272	0.030424	-0.0067	554.0891
1.0881	0.052939	0.0308	71.88055
0.8841	0.07765	0.075	3.533825
0.6594	0.116321	0.162	28.19688
0.561	0.153557	0.2305	33.38088
0.4401	0.250827	0.3419	26.63724
0.3279	0.40727	0.5035	19.11215
0.2652	0.520799	0.6283	17.10985
0.2283	0.594984	0.6886	13.59513
0.1887	0.673286	0.7528	10.56248
0.1305	0.770402	0.7818	1.457932
0.0708	0.827553	0.7679	7.768267

Fonte: Autoria própria.

Tabela 26 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha B**(continua)**

Posição no eixo y na linha B (x = 6m)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
2.9232	-0.3888	-0.3093	25.70316
2.8800	-0.38202	-0.3221	18.60374
2.8323	-0.36689	-0.3169	15.77372
2.7693	-0.34572	-0.3064	12.83387

			(conclusão)
2.7024	-0.32292	-0.2959	9.130319
2.6349	-0.30176	-0.2864	5.362011
2.5530	-0.27518	-0.2772	0.728111
2.4546	-0.24399	-0.2666	8.479461
2.3277	-0.20408	-0.2477	17.60905
2.1210	-0.14118	-0.2140	34.02747
1.9248	-0.08475	-0.1576	46.22745
1.7121	-0.0273	-0.0855	68.0652
1.4949	0.028343	-0.0317	189.4087
1.2651	0.085175	0.0407	109.2759
1.0638	0.138326	0.0908	52.34174
0.8451	0.207852	0.1787	16.31363
0.6360	0.299904	0.3021	0.72694
0.4980	0.381295	0.4029	5.362485
0.3714	0.469006	0.4959	5.423371
0.2919	0.530925	0.5497	3.41541
0.2010	0.601749	0.6146	2.090979
0.1572	0.632448	0.6341	0.260591
0.1071	0.657834	0.6351	3.579604
0.0615	0.661039	0.6285	5.177241
0.0303	0.578696	0.5907	2.032222

Fonte: Autoria própria.

Tabela 27 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha C

(continua)

Posição no eixo x na linha C (y = 0,084 m)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
0.012	1.000321	1.08140	7.49764
0.5355	0.997103	1.06550	6.419248
1.0209	0.971851	1.03565	6.160332
1.4742	0.940015	0.97635	3.721498
1.9866	0.898921	0.91730	2.003594
2.5038	0.858942	0.86670	0.8951
3.0042	0.821007	0.82460	0.435716
3.4788	0.787839	0.78765	0.024004
3.975	0.759199	0.75030	1.186063
4.5174	0.730273	0.71550	2.064778
5.0577	0.705213	0.69260	1.821139

			(conclusão)
5.4966	0.686097	0.66595	3.025275
6.0066	0.663433	0.64395	3.025592
6.5583	0.631233	0.61700	2.306802
6.8991	0.602655	0.59410	1.440065
7.2054	0.564347	0.56470	0.062535
7.4781	0.510649	0.50930	0.26483
7.8753	0.347633	0.45350	23.34448
8.0343	0.24085	0.38835	37.98125
8.1078	0.194779	0.31110	37.39021
8.2056	0.137788	0.24310	43.32062
8.2995	0.090031	0.14825	39.27064
8.3892	0.050131	0.07090	29.29385
8.4774	0.015737	-0.02275	169.1737
8.4993	0.008717	-0.13325	106.5419
8.5956	-0.02071	-0.20005	89.64742
8.7141	-0.04179	-0.18935	77.92967
8.8365	-0.04849	-0.14760	67.14725

Fonte: Autoria própria.

Tabela 28 - Comparação entre os resultados para o método A1 - Linha D

(continua)

Posição no eixo x na linha D (y = 2,916m)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
0.1521	0.015079	0.04090	63.13167
0.3588	0.01695	0.05220	67.52893
0.5337	0.007433	0.04735	84.30146
0.6759	-0.0037	0.03695	110.0188
0.8286	-0.01778	0.03040	158.4936
0.9891	-0.03514	0.01740	301.9568
1.1628	-0.0575	0.00775	841.9668
1.398	-0.08617	-0.00820	950.8584
1.5252	-0.10052	-0.01840	446.3133
1.6776	-0.11635	-0.01040	1018.777
1.8405	-0.13138	-0.03035	332.874
2.0313	-0.14705	-0.04280	243.579
2.3298	-0.16789	-0.06140	173.4297
2.6919	-0.1913	-0.07160	167.185
3.0348	-0.21275	-0.09385	126.6918

			(conclusão)
3.5628	-0.24463	-0.13195	85.39274
4.0383	-0.27495	-0.16930	62.40317
4.5366	-0.30706	-0.20160	52.31039
5.0052	-0.33636	-0.25210	33.42174
5.5617	-0.36862	-0.30105	22.44372
6.0597	-0.39127	-0.32025	22.17706
6.5649	-0.40294	-0.32090	25.5641
7.0776	-0.39525	-0.29860	32.36704
7.5609	-0.35653	-0.25165	41.67572
8.0808	-0.24749	-0.16210	52.67555
8.4114	-0.10877	-0.06660	63.31277
8.7357	0.135922	0.06790	100.1801
8.9397	0.406151	0.22450	80.91351

Fonte: Autoria própria.

Tabela 29 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha A

(continua)

Posição no eixo y na linha A (x = 3m)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
2.9598	-0.1613	-0.0993	62.43847
2.9097	-0.17673	-0.1108	59.50262
2.8569	-0.18072	-0.114	58.52674
2.7942	-0.17978	-0.116	54.97891
2.7258	-0.17444	-0.1202	45.12306
2.655	-0.16704	-0.1213	37.71061
2.583	-0.15801	-0.1167	35.39857
2.4972	-0.146	-0.1182	23.52265
2.3787	-0.12824	-0.1127	13.79279
2.1612	-0.094	-0.1059	11.23509
1.959	-0.06231	-0.098	36.41804
1.7478	-0.03072	-0.0738	58.38008
1.5222	0.000406	-0.0429	100.946
1.272	0.031037	-0.0067	563.2336
1.0881	0.050864	0.0308	65.14259
0.8841	0.071212	0.075	5.050063
0.6594	0.099599	0.162	38.51917
0.561	0.127352	0.2305	44.74984
0.4401	0.210397	0.3419	38.46238

			(conclusão)
0.3279	0.36164	0.5035	28.17472
0.2652	0.480986	0.6283	23.44636
0.2283	0.56468	0.6886	17.99587
0.1887	0.657934	0.7528	12.6017
0.1305	0.782055	0.7818	0.032674
0.0708	0.860538	0.7679	12.06381

Fonte: Autoria própria.

Tabela 30 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha B

Posição no eixo y na linha B (x = 6m)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
2.9232	-0.38529	-0.3093	24.56857
2.8800	-0.38083	-0.3221	18.23344
2.8323	-0.36889	-0.3169	16.40664
2.7693	-0.35005	-0.3064	14.24588
2.7024	-0.32788	-0.2959	10.80893
2.6349	-0.30632	-0.2864	6.955419
2.5530	-0.27859	-0.2772	0.503232
2.4546	-0.24564	-0.2666	7.860998
2.3277	-0.20329	-0.2477	17.92949
2.1210	-0.13705	-0.2140	35.95802
1.9248	-0.07879	-0.1576	50.00377
1.7121	-0.02109	-0.0855	75.32801
1.4949	0.032908	-0.0317	203.8108
1.2651	0.085856	0.0407	110.9482
1.0638	0.133548	0.0908	47.07973
0.8451	0.195763	0.1787	9.548445
0.6360	0.283933	0.3021	6.013665
0.4980	0.368472	0.4029	8.544931
0.3714	0.464075	0.4959	6.417667
0.2919	0.533102	0.5497	3.019428
0.2010	0.612477	0.6146	0.345498
0.1572	0.646795	0.6341	2.002022
0.1071	0.676312	0.6351	6.489061
0.0615	0.686098	0.6285	9.164317
0.0303	0.639198	0.5907	8.210179

Fonte: Autoria própria.

Tabela 31 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha C

Posição no eixo x na linha C (y = 0,084m)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
0.012	1.000064	1.08140	7.521341
0.5355	0.996227	1.06550	6.501431
1.0209	0.980609	1.03565	5.314659
1.4742	0.960635	0.97635	1.609517
1.9866	0.928158	0.91730	1.183687
2.5038	0.89029	0.86670	2.721813
3.0042	0.850855	0.82460	3.183951
3.4788	0.81538	0.78765	3.520559
3.975	0.784257	0.75030	4.525758
4.5174	0.753281	0.71550	5.280365
5.0577	0.726603	0.69260	4.909474
5.4966	0.706919	0.66595	6.151985
6.0066	0.684519	0.64395	6.300002
6.5583	0.655139	0.61700	6.181438
6.8991	0.630482	0.59410	6.123876
7.2054	0.598913	0.56470	6.058611
7.4781	0.556938	0.50930	9.353637
7.8753	0.447586	0.45350	1.304163
8.0343	0.380448	0.38835	2.034813
8.1078	0.338136	0.31110	8.690433
8.2056	0.25912	0.24310	6.58973
8.2995	0.165621	0.14825	11.71727
8.3892	0.090052	0.07090	27.0127
8.4774	0.037973	-0.02275	266.9143
8.4993	0.029337	-0.13325	122.0162
8.5956	-0.0048	-0.20005	97.59921
8.7141	-0.02874	-0.18935	84.8199
8.8365	-0.03764	-0.14760	74.49867

Fonte: Autoria própria.

Tabela 32 - Comparação entre os resultados para o método A2 - Linha D

Posição no eixo x na linha D (y = 2,916)	Valores de U/U0 obtidos pelo autor via simulação numérica	Valores de U/U0 medidos no experimento real por Nielsen (1990)	Erro (%)
0.1521	0.00203	0.04090	95.03789
0.3588	-0.00154	0.05220	102.9416
0.5337	-0.00803	0.04735	116.9611
0.6759	-0.01436	0.03695	138.8721
0.8286	-0.02189	0.03040	172.0195
0.9891	-0.03055	0.01740	275.5716
1.1628	-0.04116	0.00775	631.1566
1.398	-0.05641	-0.00820	587.9103
1.5252	-0.0652	-0.01840	254.3396
1.6776	-0.07615	-0.01040	632.2474
1.8405	-0.08806	-0.03035	190.1417
2.0313	-0.10224	-0.04280	138.8792
2.3298	-0.12472	-0.06140	103.1261
2.6919	-0.15237	-0.07160	112.8013
3.0348	-0.17873	-0.09385	90.44333
3.5628	-0.21874	-0.13195	65.77833
4.0383	-0.25552	-0.16930	50.92457
4.5366	-0.29307	-0.20160	45.37115
5.0052	-0.32679	-0.25210	29.62843
5.5617	-0.36279	-0.30105	20.50878
6.0597	-0.38818	-0.32025	21.21272
6.5649	-0.40385	-0.32090	25.84965
7.0776	-0.40288	-0.29860	34.92229
7.5609	-0.37255	-0.25165	48.04351
8.0808	-0.27157	-0.16210	67.53214
8.4114	-0.1332	-0.06660	99.99354
8.7357	0.120541	0.06790	77.5269
8.9397	0.408218	0.22450	81.83447

Fonte: Autoria própria.