

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TEMPERATURA DA CAMADA DE GÁS QUENTE DE UM INCÊNDIO PRÉ-
FLASHOVER EM UM MULTI COMPARTIMENTO CONSIDERANDO A
LOCALIZAÇÃO DO INCÊNDIO: DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES SEMI-
EMPÍRICAS PARA A SUA PREVISÃO

por

Rodolfo Prediger Helfenstein

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Junho de 2021

TEMPERATURA DA CAMADA DE GÁS QUENTE DE UM INCÊNDIO PRÉ-
FLASHOVER EM UM MULTI COMPARTIMENTO CONSIDERANDO A
LOCALIZAÇÃO DO INCÊNDIO: DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES SEMI -
EMPÍRICAS PARA A SUA PREVISÃO

por

Rodolfo Prediger Helfenstein
Bacharel em Engenharia Mecânica

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Felipe Roman Centeno

Aprovada por:

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos, PPGeo / FURG

Prof. Dr. Guilherme Henrique Fiorot, PROMEC / UFRGS

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi, DEMEC / UFRGS

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 24 de Junho de 2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS e ao PROMEC, por ter proporcionado a estrutura necessária para que eu pudesse crescer academicamente e profissionalmente.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Felipe Roman Centeno, que além de acompanhar todo o desenvolvimento desta dissertação, contribuiu para o meu desenvolvimento acadêmico e profissional.

Agradeço a minha família, pelo seu apoio e compreensão em mais esta etapa da minha trajetória acadêmica.

Agradeço também, aos colegas e amigos que me acompanharam ao longo do mestrado. Aos colegas do Laboratório de Dinâmica de Incêndios, em especial a Calisa, que também me auxiliou e contribuiu para o andamento da minha pesquisa.

Agradeço aos membros da banca, pela sua disponibilidade e contribuições, que, sem dúvida, colaboraram para aperfeiçoar o meu conhecimento.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

Agradeço ao aluno de doutorado Leonel Echer e seus colegas do Grupo de Mecânica Aplicada (GMAp) da UFRGS pela elaboração do *template* do PROMEC em LaTeX, fundamental para a elaboração da presente versão em formato doc.

RESUMO

Durante um incêndio em compartimentos, ocorre a formação de uma camada de gases quentes abaixo do teto. Essa camada tende a se espalhar para os espaços adjacentes por meio das conexões entre os compartimentos, sendo sua análise de fundamental importância na análise de segurança contra incêndios. Desta forma, o presente trabalho tem como objetivos a análise da influência da posição do incêndio na temperatura da camada de gás quente, T_u , em um multi compartimento, compreender o comportamento da pluma com o ambiente adjacente, além do desenvolvimento de modelos semi-empíricos para prever a T_u de uma sala adjacente a um incêndio pré-*flashover* bem ventilado em um compartimento, levando em consideração a posição do incêndio. Os dados utilizados foram obtidos por meio de simulação numérica, utilizando o *software* CFD chamado FDS (*Fire Dynamics Simulator*), após passar pelo estudo de qualidade de malha e a subsequente etapa de validação. Os resultados mostraram que o fator de ventilação possui uma relação de proporcionalidade inversa em relação à temperatura da camada de gás quente em ambas as salas. Observou-se que a presença de paredes (obstruções) próximas ao incêndio ou a própria elevação do foco de incêndio acima do nível do solo, são responsáveis pela redução do arrastamento de ar pela pluma e chama, fazendo com que haja um aumento na temperatura na camada de gás quente e uma redução no volume de fumaça gerado na sala do fogo. Ao reduzir-se o volume de fumaça que escoar para a sala adjacente, pelo posicionamento do incêndio, por exemplo, obter-se-á um baixo aumento na T_u da sala adjacente em relação ao incêndio na posição central. Por fim, analisou-se a influência da taxa de liberação de calor na temperatura da camada de gás quente, onde ficou evidente que este é o parâmetro que mais afeta a temperatura no multi compartimento. A partir dos resultados numéricos gerados, desenvolveram-se modelos semi-empíricos para prever a T_u da sala adjacente, considerando as posições do incêndio no nível do solo e as suas respectivas elevações. Os resultados obtidos com os modelos semi-empíricos foram comparados com dados experimentais disponíveis na literatura, obtendo uma boa concordância, demonstrando a sua aplicabilidade a outros casos.

Palavras-chave: Multi compartimentos; Temperatura da camada de gás quente; Fire Dynamics Simulator; Influência da posição do incêndio; Incêndio pré-*flashover*.

ABSTRACT

During a fire in an enclosure, a layer of hot gases forms under the bottom of the ceiling. This layer spreads to adjacent spaces through the connections between the compartments, its analysis being of fundamental importance in the fire safety analysis. Thus, the present work aims to analyze the influence of fire position on the hot gas layer temperature, T_u , in a multi-compartment, understand the behavior of the plume in the adjacent environment, in addition to the development of semi-empirical models to predict the T_u of an adjacent to a pre-flashover well ventilated fire in a room, taking into account the fire position. The data used in this study were obtained through numerical simulation using the CFD software called FDS (Fire Dynamics Simulator), after going through the mesh quality study and the subsequent validation step. The results showed that the ventilation factor is inversely proportional to the temperature of the hot gas layer in both rooms. It was observed that the presence of walls (obstructions) close to the fire or the elevation of the fire source above ground level are responsible for the reduction of air entrainment by the plume and flame, causing an increase in the hot gas layer temperature and a reduction in the volume of smoke generated in the fire room. By reducing the volume of smoke that flows to the adjacent room, by positioning the fire, for example, a low increase in the T_u of the adjacent room will be obtained in relation to the fire in the central position. Finally, the influence of the heat release rate on the hot gas layer temperature was analyzed, where it became evident that this is the parameter that most affects the temperature in the multi compartment. From the numerical results generated, semi-empirical models were developed to predict the T_u of the adjacent room, considering the fire positions at ground level and their respective elevations. The results obtained with the semi-empirical models were compared with experimental data available in the literature, obtaining a good agreement, demonstrating its applicability to other cases.

Keywords: Multi-compartment; Hot gas layer temperature; Fire dynamics simulator; Influence of the pool fire location; Pre-flashover fire.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Revisão Bibliográfica.....	2
1.2	Objetivos.....	17
1.3	Organização do Trabalho.....	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	Incêndios em compartimentos.....	19
2.2	Desenvolvimento do incêndio em compartimentos.....	20
2.2.1	Grau de ventilação de um compartimento.....	21
2.2.2	Formação da camada de gases quentes.....	22
2.2.3	Fatores que influenciam no comportamento do incêndio.....	23
2.2.4	Influência da posição do incêndio.....	24
2.3	Incêndios em compartimentos: Modelo de duas zonas.....	24
2.4	Predição da temperatura da camada de gases quente de incêndios em compartimentos.....	26
2.4.1	Método MQH.....	27
2.4.2	Correlação para prever a temperatura da camada de gás quente em um compartimento considerando a posição do fogo.....	29
2.4.3	Correlação para prever a temperatura da camada de gás quente de uma sala adjacente a uma sala em incêndio.....	29
2.4.4	Método do balanço de energia.....	30
3	MODELAGEM NUMÉRICA.....	34
3.1	<i>Fire Dynamics Simulator</i>	34
3.2	Equações fundamentais.....	34
3.3	Malha numérica.....	35
3.4	Metodologia LES.....	36
3.5	Hipóteses simplificadoras.....	36
3.6	Modelo de combustão.....	39
3.7	Modelo de radiação.....	39
3.8	Modelagem da turbulência.....	40

3.8.1	Viscosidade turbulenta.....	41
3.8.2	Lei da parede.....	42
3.9	Passo de tempo e procedimento de solução.....	42
4	METODOLOGIA.....	44
4.1	O experimento de Nakaya, Tanaka e Yoshida, 1986.....	44
4.2	Definição do tamanho do domínio computacional.....	46
4.3	Métodos de redução de dados.....	48
4.3.1	Análise dos resultados.....	51
4.4	Estudo de qualidade de malha.....	54
4.5	Validação do modelo numérico.....	58
4.6	Geração de dados utilizando <i>software</i> CFD.....	61
5	RESULTADOS.....	64
5.1	A influência do fator de ventilação.....	64
5.2	A influência da posição do incêndio no nível do solo.....	69
5.3	A influência da elevação da posição do incêndio.....	72
5.4	A influência da taxa de liberação de calor (HRR).....	77
5.5	Modelos de engenharia para predição do ΔT_u	79
5.5.1	Avaliação de modelos de engenharia disponíveis na literatura para predição do ΔT_u na sala de origem do fogo	80
5.5.2	Avaliação de modelos de engenharia disponíveis na literatura para predição do ΔT_u na sala adjacente.....	82
5.5.3	Desenvolvimento de um modelo semi-empírico para predição do ΔT_u na sala adjacente considerando o incêndio posicionado no nível do solo.....	84
5.5.4	Desenvolvimento de um modelo semi-empírico para predição do ΔT_u na sala adjacente considerando a elevação do incêndio.....	88
5.6	Validação externa: comparação entre resultados experimentais e a predição das novas correlações.....	91
6	CONCLUSÕES.....	93
6.1	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	94
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	95

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Exemplo de incêndio em compartimento [adaptado de Mowrer, 2016].....	19
Figura 2.2	Descrição da variação da temperatura com o tempo de um incêndio em um compartimento [adaptado de Walton et al., 2016].....	20
Figura 2.3	a) Interação da pluma com o teto e b) Formação da camada de gases quentes [adaptado de Mowrer, 2016].....	23
Figura 2.4	Desenvolvimento da camada de gases quentes em um ambiente adjacente [adaptado de Mowrer, 2016].....	23
Figura 2.5	Ar arrastado pela pluma de fogo de acordo com a posição do incêndio [adaptado de Pokorny e Malerova, 2017].....	24
Figura 2.6	Volumes de controle utilizados na modelagem de zona [adaptado de Quintiere e Wade, 2016].....	26
Figura 4.1	Dimensões do experimento e posicionamento dos termopares [adaptado de Nakaya et al., 1986].....	45
Figura 4.2	Diagrama esquemático do experimento e do domínio computacional estendido.....	47
Figura 4.3	Exemplo de aplicação do Método do Ponto de Inflexão.....	49
Figura 4.4a	Comparação dos resultados dos métodos de redução.....	52
Figura 4.4b	Comparação dos resultados dos métodos de redução.....	53
Figura 4.5	Análise de sensibilidade de malha dos perfis de temperatura da a) sala de origem do fogo e da b) sala adjacente do Cenário 1.....	56
Figura 4.6	Comparação entre os perfis de temperatura experimentais e numéricos.....	59
Figura 4.7	Variação da posição do fogo.....	62
Figura 5.1	Influência do fator de ventilação da sala do fogo no ΔT_u na a) sala do fogo e na b) sala adjacente, considerando as diferentes posições do incêndio no nível do solo.....	65
Figura 5.2	Influência do fator de ventilação da sala do fogo no campo de temperaturas; a) $2,64 \text{ m}^{5/2}$, b) $1,97 \text{ m}^{5/2}$ e c) $1,31 \text{ m}^{5/2}$	66

Figura 5.3	Influência do fator de ventilação da sala adjacente no ΔT_u na a) sala do fogo e na b) sala adjacente, considerando as diferentes posições do incêndio no nível do solo.....	67
Figura 5.4	Influência do fator de ventilação da sala adjacente no campo de temperaturas; a) $4,35 \text{ m}^{5/2}$, b) $2,87 \text{ m}^{5/2}$ e c) $2,15 \text{ m}^{5/2}$	68
Figura 5.5	Razão de equivalência global (<i>GER</i>) em função da alteração do fator de ventilação da a) sala de origem do fogo e da b) sala adjacente.....	69
Figura 5.6	Comparação do a) $\Delta T_{u,1}$ e da b) $z_{int,1}$ com a variação da posição do incêndio.....	70
Figura 5.7	Comparação do a) $\Delta T_{u,2}$ e b) $z_{int,2}$ em função da variação da posição do incêndio.....	72
Figura 5.8	A influência da elevação do incêndio no ΔT_u na sala do fogo para a piscina de fogo posicionada no a) centro da sala, b) paralelo à parede e no c) canto da sala.....	74
Figura 5.9	A influência da elevação do incêndio no ΔT_u na sala adjacente para a piscina de fogo posicionada no a) centro da sala, b) paralelo a parede e no c) canto da sala.....	75
Figura 5.10	Variação da altura de interface na a) sala de origem do fogo e na b) sala adjacente em função da elevação da piscina de fogo para o cenário com HRR de 86 kW.....	76
Figura 5.11	Alterações na dinâmica do incêndio em função da elevação da piscina de fogo.....	77
Figura 5.12	Variação do ΔT_u na a) sala de origem do fogo e na b) sala adjacente em função do aumento da HRR.....	78
Figura 5.13	Alterações no campo de temperaturas em razão do aumento da HRR.....	79
Figura 5.14	Comparação dos métodos de previsão do $\Delta T_{u,1}$ considerando o incêndio posicionado no a) centro da sala no nível do solo, e a sua b) elevação.....	81
Figura 5.15	Comparação dos métodos de previsão do $\Delta T_{u,1}$ considerando o incêndio posicionado a) paralelo à parede no nível do solo, e sua b)	

	elevação, c) no canto da sala no nível do solo e sua d) elevação.....	82
Figura 5.16	Comparação dos métodos de previsão do ΔT_u para a sala adjacente com os resultados numéricos, considerando o incêndio no nível do solo, posicionado no a) centro da sala, b) paralelo à parede e c) no canto da sala.....	84
Figura 5.17	Balanço de energia em um multi compartimento [adaptado de Johansson, 2016].....	85
Figura 5.18	Comparação dos métodos de predição e das correlações desenvolvidas na determinação do ΔT_u para a sala adjacente com os resultados numéricos, considerando o incêndio no nível do solo posicionado no a) centro da sala, b) paralelos à parede e no c) canto da sala.....	88
Figura 5.19	Comparação das correlações desenvolvidas na previsão do ΔT_u para a sala adjacente com os resultados numéricos, considerando a elevação do incêndio no a) centro da sala, b) paralelos à parede e no c) canto da sala.....	90
Figura 5.20	Comparação entre o ΔT_u da sala do fogo e da sala adjacente para um incêndio posicionado no centro da sala, previsto pelo Método MQH e pela Equação 5.11, e os dados experimentais.....	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Valor dos coeficientes de acordo com a posição do fogo.....	29
Tabela 4.1	Propriedades dos materiais.....	45
Tabela 4.2	Casos experimentais empregados na validação do <i>software</i>	46
Tabela 4.3	Valores de D^* e $D^*/\delta x$ para as malhas avaliadas em cada cenário....	55
Tabela 4.4	Análise de sensibilidade malha para o Cenário 1.....	56
Tabela 4.5	<i>MTR</i> das malhas avaliadas e o tempo computacional para o Cenário 1.....	57
Tabela 4.6	Valores de <i>GER</i> para os cenários estudados.....	58
Tabela 4.7	Comparação entre valores numéricos e experimentais.....	60
Tabela 4.8	Parâmetros característicos utilizados nas simulações.....	63

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
PROMECC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
HRR	<i>Heat Release Rate</i>
HGL	<i>Hot gas layer</i>
FDS	<i>Fire Dynamics Simulator</i>
MDF	<i>Medium-density fiberboard</i>
GER	<i>Global Equivalence Ratio</i>
CV1	Volume de controle 1
CV2	Volume de controle 2
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
RTE	<i>Radiative Transfer Equation</i>
VTT	<i>Technical Research Centre of Finland</i>
MTR	<i>Measure of Turbulence Resolution</i>
MQH	McCaffrey, Quintiere e Harkleroad
EF	<i>Entrainment factor</i>
PPGEO	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
DEMEC	Departamento de Engenharia Mecânica
FURG	Universidade Federal de Rio Grande
EDC	<i>Eddy Dissipation Concept</i>
IBM	<i>Immersed Boundary Method</i>
FVM	<i>Finite Volume Method</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área da abertura, m^2
A_T	Área total das superfícies do compartimento, m^2
A_t	Áreas da superfície em contato com os gases quentes, m^2
$A\sqrt{H}$	Fator de ventilação, $m^{5/2}$
B	Termo fonte de emissão
C_d	Coefficiente de proporcionalidade
C_v	Constante do modelo de Deardorf
c_p	Calor específico, $kJ/kg\cdot K$
D	Diâmetro da fonte do fogo, m
D^*	Diâmetro característico do fogo, m
D_α	Coefficiente de difusão
D_H	Diâmetro hidráulico, m
d	Espessura da parede ou do teto, m
e	Energia interna, J/kg
f_b	Força de arrasto exercida pelas partículas e gotículas da sub-malha, N
g	Aceleração da gravidade, m/s^2
H	Altura da abertura, m
H_s	Altura da sala, m
h_s	Entalpia sensível, J/kg
h	Entalpia, J/kg
h_k	Coefficiente de transferência de calor, $kW/m^2\cdot K$
$h_{f,\alpha}$	Entalpia de formação da espécie α , J/kg
I	Intensidade total da radiação, $W/(m^2\cdot sr)$
I_b	Intensidade de radiação de corpo negro, $W/(m^2\cdot sr)$
k	Condutividade térmica, $kW/m\cdot K$
k_{sgs}	Energia cinética da sub-malha
L_f	Altura média da chama, m
\dot{m}_c	Vazão mássica de combustível, kg/s
\dot{m}_a	Vazão mássica de ar, kg/s

\dot{m}_g	Vazão mássica de gases quentes, kg/s
\dot{m}_p	Vazão mássica da pluma, kg/s
\dot{m}_b'''	Termo fonte da massa, (kg/s)/m ³
\dot{m}_α'''	Taxa de produção de massa por unidade de volume da espécie α por reações químicas, (kg/s)/m ³
$\dot{m}_{b,\alpha}'''$	Taxa de produção de massa por unidade de volume de espécie α devido a evaporação de gotículas/partículas, (kg/s)/m ³
\dot{m}_F'''	Termo de consumo de combustível, (kg/s)/m ³
P	Perímetro, m
p	Pressão, Pa
\bar{p}	Pressão de fundo, Pa
\tilde{p}	Perturbação
\dot{Q}	Taxa de liberação de calor do fogo, kW
\dot{Q}_c	Parte convectiva da taxa de liberação de calor, kW
\dot{q}_b'''	Energia transferida para partículas e gotículas da sub-malha, W/m ³
\dot{q}'''	Taxa de liberação de calor de uma reação química, W/m ³
\dot{q}''	Fluxo de calor condutivo, W/m ²
\dot{q}_r''	Fluxo de calor radiativo, W/m ²
R	Constante universal dos gases ideais, J(mol ⁻¹ K)
Sc_t	Número de Schmidt turbulento
s	Coefficiente estequiométrico mássico para o ar
T_∞	Temperatura ambiente, K
T	Temperatura, K
T_u	Temperatura da camada de gás quente, K
T_L	Temperatura da camada de gás frio, K
t	Tempo, s
t_p	Tempo da penetração térmica, s
TKE	Energia cinética turbulenta por unidade de massa
u_i	Componente da velocidade na direção i ($u_1 = u, u_2 = v, u_3 = w$), m/s
u^+	Velocidade adimensional
u_τ	Velocidade de atrito, m/s

z_{int}	Altura de interface da camada de gás quente, m
Z_α	Fração de mistura de espécies
Z_N	Altura do plano neutro, m
Z^*	Adimensionalização da altura
z	Posição vertical do incêndio, m
Z	Altura acima do chão, m
\bar{W}	Peso molecular da mistura, g/mol
W	Largura da abertura, m
y^+	Distância adimensional da parede
Y_F	Frações mássicas das espécies aglomeradas de combustível
Y_A	Frações mássicas das espécies aglomeradas de ar
ΔT_u	Aumento da temperatura da camada de gás quente, K

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica, m ² /s
κ	Coefficiente de absorção, m ⁻¹
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ρ	Massa específica, kg/m ³
τ_{mix}	Tempo de mistura característico
τ_{ij}	Tensor de tensão viscosa
μ	Viscosidade dinâmica, Pa s
μ_t	Viscosidade turbulenta, Pa s
χ_c	Fração convectiva
χ_a	Eficiência de combustão
χ_r	Fração radiativa
δt	Passo de tempo, s
$\delta_x, \delta_y, \delta_z$	Tamanho da malha, m

Subscrito

$(.)_1$	Sala de origem do fogo
$(.)_2$	Sala adjacente
$(.)_\infty$	Ambiente

1 INTRODUÇÃO

Compreender o processo da dinâmica do incêndio em compartimentos e as suas condições resultantes é de fundamental importância na análise de riscos de incêndios.

Incêndios em compartimentos são fenômenos extremamente complexos, que podem se desenvolver de maneiras diferentes de acordo com as características do ambiente. Os fatores que influenciam o desenvolvimento do incêndio em compartimentos são divididos em duas categorias de acordo com Karlsson e Quintiere, 2000, a primeira relacionada ao combustível, como o tamanho, o tipo, a quantidade e a posição da fonte de calor (fogo), e a segunda, às características do compartimento, que envolve a geometria do compartimento e das aberturas, o tamanho e a localização das aberturas e as propriedades do material das paredes e do teto.

Durante um incêndio, a presença de obstruções, como paredes e teto, que delimitam a área do compartimento, impedem que o calor e os gases resultantes da combustão se dispersem, levando a formação de uma camada de fumaça na parte superior do compartimento. Essa camada possui alta temperatura e é formada por gases tóxicos e não tóxicos, sendo ela denominada como camada de gases quentes (HGL – do inglês: *hot gas layer*).

Em multi compartimentos, essa camada tende a se espalhar para os espaços adjacentes por meio das conexões entre os compartimentos, como portas, janelas e dutos, por exemplo. Conseqüentemente, a sua propagação é de fundamental importância na análise de segurança contra incêndios, tendo impacto direto na segurança humana e estrutural. Assim, de acordo com Johansson, 2016, a temperatura e a altura da camada de gases quentes são considerados parâmetros importantes nesse tipo de incêndio.

Com os avanços tecnológicos, tornou-se possível a utilização da dinâmica dos fluidos computacional (CFD – do inglês: *Computational Fluid Dynamics*) para realizar a reconstrução e a previsão de cenários de incêndio em estruturas, possibilitando a realização de uma análise da estrutura e o comportamento resultante de diferentes cenários a qual esta é submetida. Como a realização de experimentos de incêndios em compartimentos em escala real são difíceis de serem realizados, em razão do seu alto custo, a utilização de *softwares* CFD se tornou uma importante ferramenta na análise destes casos.

Um grande limitante que ainda restringe o uso dessa tecnologia é o tempo e o custo computacional necessário para a sua realização. Em razão disso, os métodos de cálculo manuais, que são soluções simplificadas e métodos empíricos, ainda são amplamente utilizados. De acordo com Johansson, 2016, ainda existe a necessidade de métodos de cálculo simples e as razões para

isso são: a) os métodos de cálculo manuais são mais eficientes em termos de custo e fornecem resultados aproximados e conservadores, ajudando o engenheiro a determinar se são necessários cálculos mais detalhados sobre o problema, b) os métodos manuais podem ser utilizados para aumentar o conhecimento e compreensão dos diferentes fenômenos do fogo e as relações entre diferentes parâmetros, enquanto métodos numéricos podem ter processos ocultos que restringem informações do usuário, e c) métodos simples de cálculo podem ser utilizados em análises probabilísticas quando milhares de cálculos são necessários.

É grande a diversidade de métodos de cálculo manual para a obtenção de parâmetros relevantes na engenharia de segurança contra incêndios, tais como: altura de chama, vazão mássica, temperatura, velocidades em plumas de incêndio, tempo de ativação de *sprinklers*, dentre outras [Karlsson e Quintiere, 2000]. O Método de McCaffrey, Quintiere e Harkleroad, 1981, mais conhecido como Método MQH, é considerado o método de cálculo manual mais estabelecido para prever a temperatura da camada de gás quente em um incêndio *pré-flashover* em um compartimento. Posteriormente, uma correlação para prever a temperatura da camada de gás quente em um ambiente adjacente à sala com fogo foi desenvolvida. Entretanto, ambas as correlações foram desenvolvidas para fontes de calor posicionadas no centro das salas, enquanto, de acordo com Zeinali et al., 2017, cenários de incêndio nos cantos se propagam mais intensamente em relação a incêndios próximos a uma parede, por exemplo.

Desta forma, Lemmertz, 2019, analisou a influência da posição da fonte de calor (fogo) em um compartimento e propôs seis novas correlações para determinar a temperatura da camada de gás quente de acordo com a posição do incêndio. Entretanto, a análise da influência da posição do incêndio em multi compartimentos e o desenvolvimento de correlações para determinação da temperatura da camada de gás quente de uma sala adjacente à sala a qual o incêndio se encontra, permanece em aberto.

1.1 Revisão Bibliográfica

A pluma de fogo tem uma grande importância no comportamento e no desenvolvimento de incêndios em compartimentos, sendo tema de estudo de diversos pesquisadores ao passar dos anos, e continua sendo estudado ainda nos dias atuais.

Morton et al., 1955, conduziram um estudo no qual desenvolveram uma formulação integral para descrever a vazão mássica, quantidade de movimento e empuxo ao longo de uma pluma. As três principais premissas envolvidas são (i) que os perfis verticais de velocidade e

empuxo são similares em todas as alturas, (ii) a taxa de arrastamento de fluido em qualquer altura é proporcional a sua velocidade característica naquela altura e (iii) que os fluidos são considerados incompressíveis e não mudam de volume na mistura, as variações de massa específica ao longo do movimento são pequenas em comparação com a densidade ambiente.

O comportamento de plumas de convecção natural acima de um incêndio em piscina em formato linear foi estudado, teórica e analiticamente, por Lee e Emmons, 1961. Considerou-se uma pluma turbulenta acima de uma fonte fixa, finita, bidimensional e estável de um fluido aquecido em um fluido ambiente uniforme, utilizando a suposição de arrastamento lateral. Na análise experimental, foi descoberto que os gases quentes, resultantes da queima do combustível, são movidos para cima devido ao empuxo, sendo gradualmente resfriados pelo arrastamento de ar do ambiente. Os dados experimentais obtidos foram comparados com os dados analíticos, apresentando um comportamento muito próximo às previsões teóricas realizadas em todos os casos.

Uma técnica para determinar a vazão mássica em plumas originadas pelo empuxo em incêndios foi desenvolvida por Zukoski et al., 1981. Uma transição na dependência da altura da chama no calor fornecido e no tamanho do queimador foi observada quando a altura da chama era de aproximadamente quatro vezes o diâmetro do queimador. A vazão mássica nas plumas produzidas pelos incêndios foram medidas para uma gama de elevações começando logo abaixo do topo médio da chama e se estendendo até seis vezes a altura da chama. A vazão mássica nesta região da pluma foi correlacionada pelo uso de um modelo simples de pluma. Perturbações atmosféricas e forçadas no ar arrastado aumentaram a taxa de arrastamento da pluma.

Hasemi e Tokunaga, 1984, mediram a distribuição de temperatura e a altura visível da chama em plumas de fogo de queimadores quadrados em um espaço semi-infinito, contra uma parede e em um canto. De acordo com os resultados, a existência de paredes perto da fonte de calor, seja ela contra uma parede ou em um canto, suprime o crescimento de redemoinhos na pluma, resultando em uma temperatura mais alta na pluma.

Poreh e Garrad, 2000, apresentaram resultados de alturas de chamas e de vazões mássicas de incêndios em diferentes tamanhos e configurações de um recipiente retangular, estes posicionados longe de paredes, perto de uma parede e em um canto. Os resultados confirmaram que as paredes adjacentes diminuem o arrastamento de ar para as plumas e aumentam as alturas média e máxima das chamas. Com base nos resultados experimentais, eles desenvolveram um modelo aproximado e simples para descrever o efeito das paredes na vazão mássica acima da região da chama, apresentando uma boa concordância quando utilizado com a suposição de

Hansell, 1993. Dois modelos similares, para prever os efeitos da parede na altura média da chama também foram apresentados, estes superestimando os valores entre 15 a 30 %.

Ao longo deste intervalo de tempo, até os dias atuais, procura-se compreender a dinâmica do incêndio em compartimentos, as variáveis de influência e as suas condições resultantes. Desta forma, diversas pesquisas sobre o tema foram e têm sido realizadas. Uma das primeiras relações encontradas e amplamente utilizadas até os dias atuais é conhecida como fator de ventilação, $A\sqrt{H}$. Esta relação foi encontrada por um dos primeiros pesquisadores na área de incêndios, que foi Kawagoe, 1958, ele relatou o trabalho de uma década em incêndios totalmente desenvolvidos. Os primeiros experimentos foram realizados em uma sala em pequena escala no ano de 1948. Os resultados mostraram que a temperatura na sala poderia ser considerada uniforme e que a expressão teórica para a vazão mássica de ar em pequenas aberturas, $A\sqrt{H}$, estava correta [Thomas, 2004].

Com o interesse em obter informações sobre incêndios em compartimentos, principalmente de incêndios completamente desenvolvidos, Gross e Robertson, 1965, realizaram medições experimentais das taxas de queima de massa, temperaturas e composição dos gases. Foi constatado que a taxa de queima era geralmente proporcional ao fator de ventilação, porém, uma região de transição característica foi encontrada para cada compartimento. Os dados da taxa de queima foram correlacionados em termos do fator de ventilação normalizado pelo quadrado da proporção das dimensões do compartimento.

Um modelo para calcular a vazão mássica de gases de um incêndio em um compartimento através de uma abertura foi desenvolvido por Prahll e Emmons, 1975, foi considerado que a camada de gás quente possuía densidade constante. Um experimento foi conduzido para verificar a validade do modelo. Os resultados indicaram que o modelo pode prever adequadamente o comportamento utilizando um coeficiente de proporcionalidade do escoamento, obtido a partir do experimento. Fórmulas práticas para calcular a vazão mássica foram apresentadas.

Rockett, 1976, analisou a vazão mássica de ar utilizando um modelo de incêndio simples em um compartimento, considerando que o ambiente é dividido por um gradiente térmico acentuado em uma camada superior de gás quente e uma camada inferior fria. Foram desenvolvidas generalizações das expressões de Kawagoe, 1958, para a vazão mássica de ar da janela e a altura do plano neutro, sendo estas aplicadas para compreender características anteriormente inexplicadas dos dados de incêndio em um compartimento de Gross e Robertson, 1965. Embora o modelo fornecesse estimativas da magnitude correta, os valores quantitativos não eram muito precisos.

Resultados experimentais de medições de pressão estática de um incêndio em um compartimento foram apresentados por McCaffrey e Rockett, 1977, sendo estas comparadas com um modelo que calcula a vazão mássica de aberturas para escoamentos induzidos por fogo, para dentro e fora de compartimentos. Os resultados indicaram que o arrastamento pela pluma não era bem compreendido. A diferença de pressão vertical do compartimento para o ambiente externo seguia a distribuição hidrostática esperada, refletindo com precisão as velocidades de entrada e saída do gás pela abertura. As medições da diferença de pressão no teto e no chão, usando diferentes quantidades de queimadores de gás, ilustraram como o plano neutro e a descontinuidade térmica variam com a temperatura da camada de gás superior. A correlação da temperatura da camada de gás quente com o tamanho do fogo e a altura do compartimento tornou possível prever em que taxa de liberação de calor um dado compartimento pode se tornar completamente desenvolvido. Os autores também observaram que a posição do incêndio influenciava na pressão e na temperatura do compartimento, verificando um aumento de temperatura e da altura do plano neutro em relação à posição central quando o queimador estava posicionado no canto. Foi argumentado que isso poderia ser explicado pelo arrastamento de ar da pluma.

Um estudo experimental visando estudar o escoamento induzido por um incêndio pré-*flashover* em um compartimento em escala real em estado estacionário foi conduzido por Steckler et al., 1982. A vazão mássica pela abertura e a taxa de arrastamento da pluma de fogo foram apresentados como uma função da geometria da abertura, localização da fonte de calor e da potência do fogo. As características da vazão mássica nas aberturas medidas foram explicadas por um modelo hidráulico simples baseado na distribuição da temperatura. Foi demonstrada uma correlação baseada nos resultados medidos e idealizados, levando em conta a distribuição da temperatura. Os resultados do arrastamento da pluma para incêndios localizados perto de uma parede ou no canto da sala possuem uma concordância razoável com os resultados de modelos de plumas.

Um estudo experimental e teórico em escala real de escoamentos induzidos por incêndios em estado estacionário através de aberturas foi conduzido por Steckler et al., 1984. O método utilizado usava a lei do gás ideal para expressar a diferença entre os perfis de pressão estática nas salas conectadas pela abertura em termos dos perfis verticais de temperaturas medidos nessas salas. Os resultados da abertura e do escoamento foram combinados para formar coeficientes para a vazão mássica pela abertura da sala em função da taxa de liberação de energia do fogo, geometria de abertura e localização do fogo.

Nakaya et al., 1986, realizaram uma série de experimentos em escala real para estudar os escoamentos de gases em altas temperaturas induzidos pelo fogo através de aberturas de portas que conectam uma sala de queima a uma segunda sala. O principal objetivo era examinar se a vazão através da abertura da sala com a fonte de calor, a altas temperaturas, poderia ser estimada utilizando um modelo hidrostático simples. A largura e a altura da porta da sala de queima e a potência do fogo foram variadas ao longo do experimento. Os resultados mostraram que a simples relação entre a vazão mássica através da abertura e o parâmetro de ventilação se mantém mesmo quando a abertura está na parede entre duas salas. A constante de proporcionalidade pode depender das configurações do experimento.

O comportamento de incêndios em piscinas de diesel em um compartimento de grande escala sob diferentes condições de ventilação foi investigado por Sahu et al., 2017. Os resultados experimentais mostraram que o comportamento da queima muda significativamente conforme a disponibilidade de oxigênio se torna limitada. Além disso, a taxa de liberação de calor mais alta foi encontrada na condição de meia porta aberta, na qual o *feedback* térmico domina a queima de combustível ao invés da redução da disponibilidade de oxigênio. Em condições de subventilação, a taxa de liberação de calor é reduzida para cerca de 1/5 da taxa de liberação de calor máxima. Os resultados numéricos mostraram uma boa concordância com os dados experimentais.

Li et al., 2018, estudaram incêndios em piscinas em um compartimento com ventilação no teto. Foi estudada a influência do tamanho da ventilação no teto e do tamanho da piscina de fogo sobre a taxa de perda de massa, temperatura do compartimento e o padrão de troca gasosa na ventilação. Os resultados mostraram que à medida que o tamanho da ventilação no teto aumentava o escoamento de ar para o compartimento também aumentava, porém, tendo pouco impacto na taxa de combustão. A mudança no tamanho da ventilação quase não afetou a temperatura do compartimento, que foi muito mais afetada pelo formato da fonte de calor. A temperatura média do compartimento aumentou linearmente de acordo com a área da fonte do fogo.

Da mesma forma que a pluma, o fator de ventilação e a vazão mássica através de aberturas, a influência destes e outros parâmetros, como a posição do incêndio dentro do compartimento, passaram a serem alvos de estudo, buscando compreender a dinâmica do incêndio em compartimentos.

A relação da entrada de ar e o comportamento da pluma de fogo quando uma piscina de fogo era colocada próxima a uma parede e em um canto de paredes verticais foi estudada por Takashi et al., 1997. Foram utilizados três tamanhos diferentes de queimadores. Eles verificaram a altura da chama e realizaram a medição da temperatura e da velocidade ascendente em torno de

um canto. A taxa de liberação de calor e a distância de separação entre parede e o queimador foram variadas. Os resultados confirmaram que a mistura do ar com o combustível é restrita e a laminarização da pluma ocorre ao longo das paredes verticais.

O impacto e a interação que o tamanho e a localização de incêndios em piscinas, dentro de um compartimento, têm sobre o comportamento do fogo foi estudado por Parkes, 2009. As piscinas de fogo foram posicionadas de forma uniforme em três locais (traseiro, centro e frente). Cinco geometrias de ventilação foram utilizadas: uma parede totalmente aberta, intradorso, porta, janela e janela pequena. Os resultados mostraram que o tamanho da piscina não produziu alterações tão significativas quando comparado com a sua localização. O local do incêndio e a ventilação impactaram significativamente a taxa de liberação de calor (HRR - Do inglês: *Heat Release Rate*), em alguns casos, quando a piscina estava localizada próxima a uma abertura, o ar que entrou no compartimento reduziu a HRR, isso se deve ao fato da chama se inclinar quase na horizontal e reduzir o *feedback* da radiação para a superfície do combustível. A suposição de que um incêndio localizado no centro da sala fornece a maior taxa de liberação de calor não se mostrou válida para incêndios pós-*flashover*.

Zhang et al., 2012a, investigaram os impactos da elevação de uma piscina de fogo em um compartimento fechado. Foram medidos: a taxa de perda de massa, a eficiência de combustão e a taxa de liberação de calor. Os resultados mostraram que a taxa de perda de massa manteve-se estável para incêndios cujas chamas não atingiram o teto. A eficiência da combustão e a taxa de conversão de carbono (relação entre o teor de carbono contido em CO e CO₂ que é liberado do fogo e o teor de carbono no combustível queimado) tendem a ser menores para o fogo elevado. O fogo elevado, cuja chama atingia o teto, era mais perigoso no estágio inicial, do ponto de vista da taxa de liberação de calor.

Um estudo experimental sobre o enchimento de fumaça em compartimentos fechados com incêndios elevados foi realizado por Zhang et al., 2012b. Vários parâmetros foram medidos, como: o coeficiente de extinção de luz, a concentração de oxigênio e a temperatura do gás. Os resultados mostraram que a camada de fumaça desceu até o nível da superfície do combustível, mas não desceu diretamente para o piso, em vez disso, o processo de enchimento continuou através dos jatos de parede. Uma grande diferença na concentração de oxigênio em diferentes alturas foi observada para incêndios elevados, o que foi causado em razão da distinta estratificação.

O impacto da elevação de incêndios em um compartimento com ventilação no teto foi examinado através de um estudo experimental conduzido por Zhang et al., 2013. Foram

investigados o comportamento da chama, da taxa de perda de massa do combustível, o coeficiente de extinção de luz, a concentração de oxigênio e a temperatura do gás. Os resultados mostraram que com a elevação do incêndio a taxa média de perda de combustível e o coeficiente geral de extinção de luz foram menores, a concentração do oxigênio foi maior e a temperatura do gás foi menor. Além disso, a fumaça desceu de forma mais lenta. Desta forma, levando em consideração estes parâmetros, os autores concluíram que o incêndio pode ser considerado menos perigoso quando elevado, o que é totalmente diferente dos incêndios elevados em compartimentos fechados.

A vazão mássica de ar induzida pelo fogo em um compartimento foi estudada numericamente por Tlili et al., 2015. O objetivo inicial da pesquisa foi o de avaliar o desempenho de três modelos de turbulência na previsão do escoamento de ar no interior do compartimento. Posteriormente, o impacto do formato do telhado no processo de evacuação de gases quentes foi analisado, considerando três localizações para a fonte de calor: centro da sala, no canto e próximo a porta. Foram utilizados dois formatos de telhado: piramidal e cúpula. A comparação destes resultados com os obtidos com o modelo básico (telhado plano) permitiu avaliar a influência de parâmetros na distribuição de temperatura e velocidade dentro da sala com o incêndio, além de permitir o cálculo de parâmetros como a altura do plano neutro e a vazão mássica pela abertura em cada cenário. Os resultados mostraram que a taxa de evacuação dos gases quentes não depende do tipo de telhado utilizado, pois em um escoamento gerado pela convecção natural, este parâmetro depende da carga térmica gerada pela fonte de calor e sua localização na sala. Encontrou-se que para todos os formatos, a menor temperatura dos gases ocorreu quando a fonte de calor estava posicionada no centro da sala, destas, a temperatura mais alta ocorreu quando utilizado um telhado plano. Já o telhado com formato de cúpula tem uma temperatura menor dentro da sala do fogo, independente da posição da fonte de calor.

O efeito da distância da parede lateral de um túnel nas características da chama e no fator de arrastamento de ar de incêndios em piscinas de fogo de metanol foi estudado experimentalmente por Gao et al., 2016. Os resultados mostraram que a altura da chama aumenta com a diminuição da distância entre o fogo e a parede lateral, principalmente quando a piscina de fogo foi posicionada contra a parede, posição na qual o arrastamento do ar é reduzido e a altura da chama aumenta significativamente. Foram apresentadas correlações para a altura máxima, média e mínima da chama com base na análise dimensional e em dados experimentais. Além disso, o fator de arrastamento, que descreve a proporção de entrada de ar na pluma, é estimado para diferentes locais de incêndio.

Węgrzyński e Konecki, 2018, apresentaram resultados numéricos e de modelagem em escala do escoamento de fumaça de um incêndio em um compartimento, considerando como variáveis o local do incêndio e o tamanho do compartimento. Os resultados mostraram que o tamanho do compartimento e o local do fogo dentro da sala não influenciam a vazão mássica da fumaça de forma considerável. No entanto, a temperatura da fumaça muda consideravelmente com a variação de ambos os parâmetros. A temperatura mais alta foi medida nos menores compartimentos e para os fogos mais distantes da abertura. Em compartimentos muito grandes foi observada uma temperatura média da camada de fumaça mais baixa, no entanto, picos mais altos de temperatura local foram medidos. Observou-se que, nesses grandes compartimentos, desde que a pluma não fosse perturbada pelo ar que entrava a posição do fogo não influenciava nas temperaturas médias da temperatura da fumaça.

O desenvolvimento de métodos de cálculo manuais que fornecessem resultados aproximados e aumentasse a compreensão dos diferentes fenômenos do incêndio e as relações entre diferentes parâmetros, foram realizados ao longo dos estudos.

Visando determinar o tempo necessário para que uma sala seja preenchida com produtos oriundos da combustão de um pequeno incêndio, Zukoski, 1978, desenvolveu um modelo analítico simples, no qual, os tempos de preenchimento da sala foram avaliados para salas com vazamentos grandes o suficiente para negligenciar o termo da pressão transiente na equação da energia. Considerou-se que os produtos da combustão ocupavam uma camada próxima ao teto e que o modelo previa o crescimento da espessura e da densidade média dessa camada em função do tempo. Os resultados mostraram que o tempo necessário para preencher uma sala era pequeno, sendo ele determinado em termos do tamanho do fogo, geometria da sala, posição do vazamento, elevação e geometria do fogo.

Com o objetivo de investigar experimentalmente a validade de relações propostas anteriormente para incêndios “*power-law*”, Heskestad e Delichatsios, 1979, estudaram a modelagem física do ambiente inicial gerado por um incêndio em um compartimento. As temperaturas e velocidades foram medidas na camada de gás quente. Os resultados indicaram que as relações propostas para incêndios “*power-law*” eram aproximadamente válidas. Foram determinadas expressões analíticas adimensionais para os campos de velocidade e temperatura. Em 1989, os autores atualizaram as correlações anteriormente estabelecidas.

Thomas et al., 1980, descreveram qualitativamente como a instabilidade térmica pode ser afetada e demonstraram uma aproximação que pode ser usada para explicar o crescimento do incêndio em compartimentos. O *feedback* de radiação térmica do compartimento foi considerado

ser um fator significativo na determinação da taxa de gaseificação do combustível e é a principal causa de instabilidade. O balanço de energia para um incêndio em estado quase estacionário em um compartimento mostrou que existem três equilíbrios e duas instabilidades: ignição e extinção. A ignição leva a um aumento na temperatura média de equilíbrio, sugerindo que esta é a base do *flashover*. A temperatura crítica do gás no compartimento pode ser calculada, desde que possam ser feitas aproximações para descrever o *feedback* térmico.

McCaffrey et al., 1981, desenvolveram uma correlação simples, amplamente conhecida como correlação MQH, para estimar a temperatura média dos gases quentes e a probabilidade da ocorrência de *flashover* em um compartimento. A estimativa é realizada com base na taxa de liberação de calor do fogo, fator de ventilação da sala, geometria e propriedades térmicas dos materiais do compartimento. Essa correlação é aplicável para compartimento com temperatura da camada de gás quente de até 600 °C. É válida para cenários transientes ou estacionários e não pode ser utilizada em salas grandes com um rápido desenvolvimento do incêndio, a fonte de calor deve ser considerada no centro da sala e a taxa de liberação de calor e o coeficiente de transferência de calor efetivo devem ser determinados.

Um estudo experimental de um incêndio em piscinas com formato linear ao longo de uma parede em um compartimento em escala real foi conduzido por Quintiere et al., 1984, procurando avaliar o aquecimento da camada de gás frio, e comparar os resultados experimentais com cálculos teóricos baseados em um modelo de escoamento simples. A taxa de arrastamento teórica foi derivada de uma solução de pluma de parede turbulenta de um incêndio em linha, sendo considerada suficientemente precisa para esta análise. Dados experimentais de mais de 100 experimentos em regime permanente foram apresentados, consistindo em vazões mássicas para diferentes geometrias e incêndios em linha ao longo de uma parede. Os resultados mostraram que o modelo de escoamento simples previu as vazões mássicas e a posição das camadas com uma precisão de 50%. Os perfis de temperatura vertical podem ser aproximados por um modelo de duas camadas, mas a temperatura da camada inferior pode ser significativamente mais alta que a temperatura ambiente, devido à entrada de ar frio pela abertura, que arrasta uma quantidade de fumaça da camada superior.

Mowrer e Williamson, 1987, notaram que incêndios em cantos e ao longo de paredes possuem temperaturas maiores na camada de gás quente devido à restrição do arrastamento de ar imposta pelas paredes, gerando temperaturas mais altas dos que as previstas com o Método MQH. Assim, fatores de modificação para ajustar essa correlação foram desenvolvidos visando estender a sua aplicabilidade a incêndios nas proximidades de paredes e de cantos. Esta análise sugeriu que

incêndios em um canto podem causar *flashover* com apenas metade da taxa de liberação de calor necessária para um incêndio queimando no centro de um compartimento.

Janssens e Tran, 1992, descreveram novas técnicas para calcular a altura do plano neutro, vazão mássica, temperaturas médias das camadas de gases quentes e frios e a altura de interface a partir de perfis de temperatura medidos, de forma que, estes procedimentos conservem a massa na sala.

Um conjunto de equações que visam prever o comportamento de incêndios em compartimentos foram apresentadas por Matsuyama et al., 1998. Estas equações foram derivadas estendendo o método para incêndios *pré-flashover* de McCaffrey et al., 1981, para incêndios controlados pela ventilação. Os resultados previstos através destas equações foram comparados com os resultados de um modelo computacional, mostrando que as equações são úteis para prever o comportamento de incêndios em compartimentos controlados pela ventilação.

Estudos experimentais de incêndios em piscinas posicionadas no canto e no centro de uma sala foram realizados por Azhakesan et al., 2003. A temperatura da camada de gás quente e a taxa de liberação de calor foram correlacionadas com dois grupos adimensionais, como utilizado no Método MQH. Os resultados mostraram que a modificação na correlação MQH sugerida por Mowrer e Williamson, 1987, para o fogo posicionado no canto, é satisfatória. Para a piscina posicionada no centro da sala, a correlação dos dados sugeriu o valor do coeficiente de proporcionalidade que era apresentado na equação do Método MQH original.

Uma nova correção para a previsão da temperatura da camada de gás quente em um compartimento com base no balanço de energia para condições adiabáticas, em um fluxo de calor médio imposto na parede do compartimento e empregando um modelo térmico transiente para contabilizar as perdas de calor na fronteira do compartimento foi proposta por Delichatsios et al., 2009. Essa correlação foi verificada com dados existentes e comparada com a correlação MQH, sendo capaz de prever a temperatura dos gases quentes em um compartimento sobre e subventilado.

Johansson e Van Hees, 2012, observaram que os métodos de cálculo manual podiam prever a temperatura da camada de fumaça em apenas uma sala de incêndio, ressaltando que a previsão da temperatura em um espaço adjacente seria útil em alguns casos, por exemplo, ao avaliar as condições para evacuação ou equipamentos sensíveis em um espaço adjacente à sala de origem do fogo. Desta forma, foi desenvolvida uma correlação para prever a temperatura da camada de gás quente de uma sala adjacente a uma sala envolvida em um incêndio *pré-flashover*. Os dados estatísticos utilizados para a realização da regressão linear foram obtidos por meio de

simulações numéricas, as variáveis de entrada das simulações foram geradas através de uma rotina feita no MATLAB, o qual gerava um determinado número de arquivos com tamanhos de compartimentos e aberturas aleatórias. A HRR foi selecionada de maneira aleatória, variando entre 320 a 2000 kW, e a piscina de fogo foi posicionada no centro da sala de fogo, no nível do solo. A validação da correlação foi realizada comparando os resultados da correlação com dados de testes reais, os quais apresentaram uma boa concordância. Posteriormente, Johansson e Van Hees, 2014, apresentaram duas equações para determinar a vazão mássica de gases quentes através de uma abertura, além de aplicar um balanço de energia para determinar o aumento da temperatura da camada de gás quente de um compartimento. Este balanço de energia foi estendido para uma estrutura composta por dois compartimentos, em um estudo subsequente realizado por Johansson et al., 2015.

A influência de diferentes posições transversais de um incêndio na temperatura máxima da fumaça abaixo do teto foi investigada experimentalmente em um túnel em escala reduzida por Gao et al., 2014. Os resultados mostraram que conforme a distância entre a fonte de calor (fogo) e a parede for diminuída, a temperatura máxima começa a aumentar significativamente. Foi proposta uma correlação para prever a temperatura máxima da fumaça, levando em consideração a taxa de liberação de calor, à distância até a parede lateral mais próxima e a altura efetiva do teto. Os dados obtidos com a correlação foram comparados com dados experimentais e mostraram uma boa concordância.

Johansson et al., 2015, compararam as previsões obtidas com dois métodos de cálculo manual com dados experimentais de um incêndio em um multi compartimento de pequena escala, composto por duas salas. As dimensões das salas, das aberturas e da piscina do fogo foram variadas, foram utilizados dois tipos de combustível (heptano e metano). A piscina de fogo foi posicionada no centro da sala interna, no nível do solo, sendo utilizadas diferentes taxas de liberação de calor. O primeiro método, conhecido como Método MQH, é baseado em correlações empíricas, sendo o Método MQH aplicado na sala com o incêndio e uma variação deste método foi aplicada na sala adjacente. O segundo método é baseado na conservação de massa e energia. Em geral, as previsões da temperatura da camada de gás quente obtidas com os dois métodos de cálculo manuais estavam dentro dos limites de incerteza experimental.

Diversos experimentos de incêndio próximos a paredes laterais utilizando uma estrutura semelhante a um corredor em pequena escala foram conduzidos por Ji et al., 2015. Os resultados mostraram que à medida que a altura efetiva do teto diminuía, a taxa de perda de massa aumentava e o tempo para o estado quase estacionário diminuía, os autores atribuíram esse comportamento ao

feedback de calor e radiação do teto e da chama do jato de teto para a superfície do combustível. Uma equação para prever a taxa de perda de massa por unidade de área foi desenvolvida, considerando a altura efetiva adimensional do teto e a proporção do comprimento das bordas da piscina fixadas e perpendiculares à parede lateral. Com base nos resultados experimentais foi estabelecida uma correlação entre o comprimento longitudinal adimensional da chama do jato de teto e a taxa de liberação de calor adimensional, levando em consideração os efeitos da taxa de liberação de calor, altura efetiva do teto, o tamanho da piscina e o *layout*. Os resultados também mostraram que as taxas de perda de massa são maiores para as piscinas com a borda longa fixada na parede lateral em comparação com aquelas com a borda curta fixada na parede lateral, devido ao efeito de confinamento da parede lateral.

Uma investigação numérica sobre a vazão mássica de ar induzida pelo fogo em um compartimento foi realizada por Tlili et al., 2016, buscando verificar a influência da localização da fonte de calor no campo de temperaturas e na vazão mássica através da porta, procurando encontrar uma correlação que liga-se às características do escoamento com a posição da fonte de calor dentro do compartimento. Os resultados mostraram que a altura do fogo tem um impacto significativo no campo de temperatura e na altura de interface da camada de gás quente. Com base nesses resultados, foi estabelecida uma correlação para calcular a vazão mássica na porta de acordo com a posição da fonte de calor dentro da sala com o incêndio.

Zeinali et al., 2017, investigaram as características do crescimento do fogo em painéis de fibra de média densidade (MDF – do inglês: *Medium-density fiberboard*) em uma configuração de canto, para fornecer um conjunto de dados experimentais. Inicialmente foram realizados testes com painéis de silicato de cálcio (parede não combustível), permitindo abordar as principais relações físicas envolvidas no problema. Os resultados das taxas de liberação de calor e de produção de fumaça, bem como, as temperaturas dos painéis e os fluxos de calor foram analisados. Além disso, as alturas das chamas foram discutidas. Foi proposta uma nova correlação para a altura média da chama, expressando a altura da chama proporcionalmente à raiz quadrada da taxa de liberação de calor do fogo e usando a hipotenusa do triângulo como comprimento característico para a entrada de ar na pluma de fogo.

Lemmertz, 2019, analisou numericamente a influência da localização (longitudinal, transversal e em elevação) do foco de incêndio na temperatura da camada de fumaça em incêndios *pré-flashover* em um compartimento, a fim de determinar o cenário de incêndio mais perigoso com base na localização do incêndio, e a partir destes resultados, desenvolver correlações para prever estas temperaturas. Os resultados mostraram que as posições transversais e longitudinais

do fogo não afetaram consideravelmente a temperatura, exceto quando o fogo foi colocado próximo a uma parede ou canto. A elevação da fonte de calor teve uma importante influência nos resultados, observando-se um aumento significativo da temperatura da camada de gases quentes e das temperaturas máximas, bem como da altura de interface. A partir dos dados gerados, seis novas correlações foram desenvolvidas para prever a temperatura da camada de gases quente de um incêndio pré-*flashover* em um compartimento, sendo estas validadas através de um conjunto de dados experimentais disponíveis na literatura.

Gong et al., 2020, estudaram a evolução da temperatura da camada de fumaça de um incêndio em um compartimento através de um experimento em um edifício real. Placas de polietileno foram fixadas nas paredes internas como material de revestimento e utilizou-se uma piscina de gasolina como fonte de calor. As taxas de liberação de calor foram analisadas para determinar a ocorrência de *flashover*. A temperatura da camada de fumaça foi estimada por meio de uma correlação MQH aprimorada. Os resultados mostraram que tanto a HRR quanto a temperatura da camada de fumaça são inferiores aos valores críticos de *flashover*. O revestimento de polietileno intensifica muito a potência do fogo e a temperatura da fumaça, em comparação aos cenários de parede não combustível. A combustão do polietileno leva a um pico secundário na curva de temperatura da fumaça, o que raramente foi considerado em trabalhos anteriores.

Além dos estudos já citados, diversos trabalhos foram conduzidos procurando, de uma forma ou de outra, fornecer um conjunto de informações que auxiliassem na compreensão deste fenômeno tão complexo e interativo que é o incêndio. Assim, algumas pesquisas foram conduzidas com o objetivo de fornecer dados experimentais sobre uma dada situação a fim gerar dados para comparação e para a verificação/validação de modelos matemáticos.

Cooper et al., 1982, relataram os resultados de um estudo experimental sobre a dinâmica do enchimento de fumaça em um cenário de incêndio pré-*flashover* em multi compartimentos em escala real. O objetivo principal do estudo era gerar dados para que modelos matemáticos pudessem ser verificados.

Com o objetivo de auxiliar na validação de modelos matemáticos, Tran e Janssens, 1991, relataram os resultados de experimentos realizados em paredes e cantos de uma sala ASTM (do inglês: *American Society for Testing and Materials*). Foram utilizados seis materiais de madeira, os quais foram selecionados com base em sua classificação de propagação de chamas no teste ASTM E 84. As taxas de liberação de calor, fumaça, temperaturas e fluxos de calor foram relatados.

No intuito de obter dados de chamas de canto, Tran e Janssens, 1993, realizaram experimentos buscando medir a altura da chama, o fluxo de calor para a parede, a temperatura, a vazão mássica, a entalpia e a estrutura da chama. Os resultados mostraram que a chama e a pluma de canto poderiam ser representadas como um quarto de cone simétrico, com o eixo de simetria tendo a temperatura e a velocidade máxima localizadas no canto.

Dembsey et al., 1995, conduziram experimentos de incêndios em um compartimento em escala real, a fim de comparar seus resultados com modelos de zona (CFAST e FIRST). Os resultados indicaram que o CFAST previu temperaturas da camada de gás quente superiores às experimentais (125-260°C) e o FIRST previu as temperaturas da camada superior de gás quente ligeiramente menores (em média 20°C).

Uma série de resultados experimentais de incêndio em um compartimento, feito para representar um compartimento em uma usina nuclear em escala real, e métodos de medição foram relatados por Hamins et al., 2003. O principal objetivo foi a produção de dados experimentais para avaliar e validar modelos de simulações de incêndio.

A precisão das previsões de escoamentos induzidos por um incêndio em um compartimento utilizando o FDS (*Fire Dynamics Simulator*) foi investigada por Wang et al., 2011, a partir da comparação dos resultados numéricos com os dados experimentais de Steckler et al., 1982, e com resultados numéricos obtidos com uma versão anterior do FDS. Foi verificado que as melhorias no modelo numérico do FDS levaram a uma precisão de até 96% dos valores medidos, cujo erro está dentro das incertezas de medições.

Bystrom et al., 2012, conduziram um estudo experimental e numérico de um incêndio em um edifício de concreto sob baixa temperatura ambiente para explorar o desenvolvimento do fogo e a distribuição de temperaturas, e posteriormente, comparar com dados numéricos. Foram medidas a taxa de perda de massa de combustível e as temperaturas, em posições diferentes. Os resultados numéricos mostraram que há uma boa concordância entre a taxa de liberação de calor calculada com os resultados experimentais, assim como com as temperaturas da camada de gás quente medidas. Entretanto, a temperatura do ar fresco medida ao nível do chão perto da fonte de incêndio era superior ao valor estimado, sendo indicado que esta discrepância poderia estar relacionada ao erro de medição.

Um estudo experimental e numérico foi conduzido por Lai et al., 2013, utilizando o *software* FDS, uma estrutura em escala real para verificar o impacto das condições de ventilação natural e da instalação de um duto de ventilação natural na descida da camada de fumaça em diferentes cenários de incêndio. Os resultados mostraram que em uma sala sem fogo (adjacente à

sala com fogo, conectadas por uma porta), as temperaturas simuladas com o FDS são consistentes com as experimentais. Os termopares na sala do fogo são afetados pela queima direta e radiação do fogo, assim, as simulações no FDS podem ser usadas para compensar a falta de medições experimentais. Em cenários de incêndio, sem ventos externos soprando no interior do edifício, as simulações puderam modelar de forma confiável a altura da camada de fumaça do incêndio. Quando o ar externo sopra para o interior, o perfil vertical de temperaturas da camada de fumaça fica instável, assim a temperatura irá ser termicamente estratificada.

Beji et al., 2015, relataram uma análise global de uma série de quatro testes de incêndios em escala real com vários compartimentos, realizados em um apartamento chamado “Rabot”, acreditando que esses testes fornecessem um conjunto valioso de dados experimentais para modelagem de incêndio (CFD e duas zonas). A apresentação destes testes engloba: uma descrição detalhada da configuração experimental (geometria, combustível e instrumentação), uma visão geral dos cenários de incêndio obtidos em cada um dos quatro testes, e um relato detalhado do processamento de dados executado.

A dinâmica da fumaça em um ambiente confinado foi investigada por Betting et al., 2019, por meio de uma abordagem dupla onde os dados experimentais dos campos de temperatura e velocidade foram registrados e analisados, sendo estes, comparados com os resultados numéricos obtidos por meio de simulações realizadas no FDS. Os resultados mostraram que o FDS é capaz de reproduzir os dados de temperatura e velocidade com precisão dependendo da relação entre a taxa de liberação de calor e o volume da sala.

Haouari-Harrak et al., 2020, investigaram os efeitos da proporção de uma sala no processo de enchimento de fumaça, por meio de simulações em compartimentos em escala real, para avaliar os modelos de duas zonas usados na engenharia de segurança contra incêndio. As simulações foram realizadas utilizando o FDS e comparadas a um modelo de zona simplificado. Os resultados mostraram que o modelo de duas zonas superestima o tempo de enchimento da fumaça no caso de um compartimento com grande área superficial. Os resultados do modelo de zona foram melhorados estabelecendo correlações para a duração de cada fenômeno que ocorre antes da formação das duas camadas de gases em incêndio em um compartimento.

Assim, com base na revisão da literatura apresentada, observa-se que ao longo dos anos, diversos pesquisadores têm se dedicado a entender a dinâmica do fogo e a desenvolver métodos para prever e determinar seu comportamento. Desta forma, notou-se que não há estudos avaliando a influência da posição da fonte de calor de uma sala adjacente conectada a uma sala contendo um incêndio e nem correlações capazes de prever a temperatura da camada de gás

quente desta sala, levando em consideração a localização da fonte de calor. A predição deste parâmetro pode ser útil ao projetar métodos de prevenção de incêndio, na avaliação de condições de evacuação de pessoas ou se algum sistema/equipamento pode vir a ser danificado devido a sua exposição ao calor.

1.2 Objetivos

Esta pesquisa tem como objetivos analisar a influência da posição do incêndio na temperatura da camada de gás quente em um multi compartimento, compreender o comportamento da pluma com o ambiente adjacente, além do desenvolvimento de modelos semi-empíricos para prever a temperatura da camada de gás quente de uma sala adjacente a um incêndio pré-*flashover* bem ventilado em um compartimento, levando em consideração a posição do incêndio.

Para alcançar os objetivos deste estudo, os seguintes objetivos secundários podem ser elencados:

- a) Determinar qual metodologia de pós-processamento de dados será utilizada para a determinação da altura de interface, da temperatura da camada de gás frio e da temperatura da camada de gás quente a partir de perfis verticais de temperatura;
- b) Reproduzir numericamente os dados experimentais relatados por Nakaya et al., 1986, utilizando o *software* de CFD chamado *Fire Dynamics Simulator* (FDS), com a finalidade de validar/verificar a confiabilidade das previsões da temperatura da camada de gás quente e da altura de interface em um multi compartimento;
- c) Executar simulações de incêndios pré-*flashover* bem ventilados no multi compartimento, variando a taxa de liberação de calor, o fator de ventilação das salas, e a posição do incêndio considerando diferentes localizações no piso e elevadas;
- d) Analisar os dados obtidos para verificar a influência do fator de ventilação, do HRR e da localização do incêndio na temperatura da camada de gás quente e na altura de interface da sala com o incêndio e da sala adjacente;
- e) Comparar os resultados numéricos obtidos para a temperatura da camada de gás quente com os valores previstos pelas correlações existentes na literatura;
- f) Desenvolver novas correlações semi-empíricas para a determinação da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente considerando a posição da fonte de calor (fogo) em um incêndio pré-*flashover* bem ventilado, com base nos resultados numéricos obtidos;

g) Comparar os resultados obtidos através das novas correlações com valores disponíveis na literatura obtidos em diferentes experimentos (validação externa das novas correlações).

1.3 Organização do Trabalho

Este trabalho está dividido em seis capítulos. Nesta seção (capítulo um), foi apresentado o contexto no qual o tema em estudo se encontra atualmente, realizando uma revisão dos trabalhos relevantes publicados e elencando os objetivos desta pesquisa.

O segundo capítulo apresenta uma revisão acerca dos conceitos básicos referentes à dinâmica do incêndio que são necessários para a compreensão do comportamento de incêndios em compartimentos, e conseqüentemente, deste trabalho.

O terceiro capítulo apresenta o *software* CFD utilizado neste trabalho, *Fire Dynamics Simulator* (FDS), sua modelagem matemática e as suas principais hipóteses simplificadoras.

O capítulo quatro apresenta a metodologia aplicada nesta pesquisa, descrevendo o experimento, o método de redução de dados, o estudo de qualidade de malha, a validação do modelo numérico e os cenários estudados.

No capítulo cinco são analisados os resultados obtidos através da variação do fator de ventilação das salas, do HRR e da posição do incêndio no multi compartimento, além do desenvolvimento e verificação das correlações obtidas.

E por fim, no capítulo seis, são expostas as conclusões e considerações finais acerca do estudo.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta conceitos teóricos necessários para uma compreensão básica do comportamento de incêndios em compartimentos.

2.1 Incêndios em compartimentos

Considerando uma pluma axissimétrica não confinada, pode-se dizer que não há fronteiras físicas para limitar o movimento ou restringir a entrada de ar. Já em um espaço confinado, a pluma de fogo é influenciada pelas superfícies circundantes [Merci e Beji, 2016 e Drysdale, 2011].

O termo incêndio em compartimento é utilizado para representar ou descrever qualquer incêndio que está confinado dentro de uma sala ou recinto semelhante dentro de um edifício, que controle o suprimento de ar e o ambiente térmico do incêndio [Drysdale, 2011 e Quintiere, 2006]. A Figura 2.1 procura exemplificar a ocorrência de um incêndio em um compartimento.

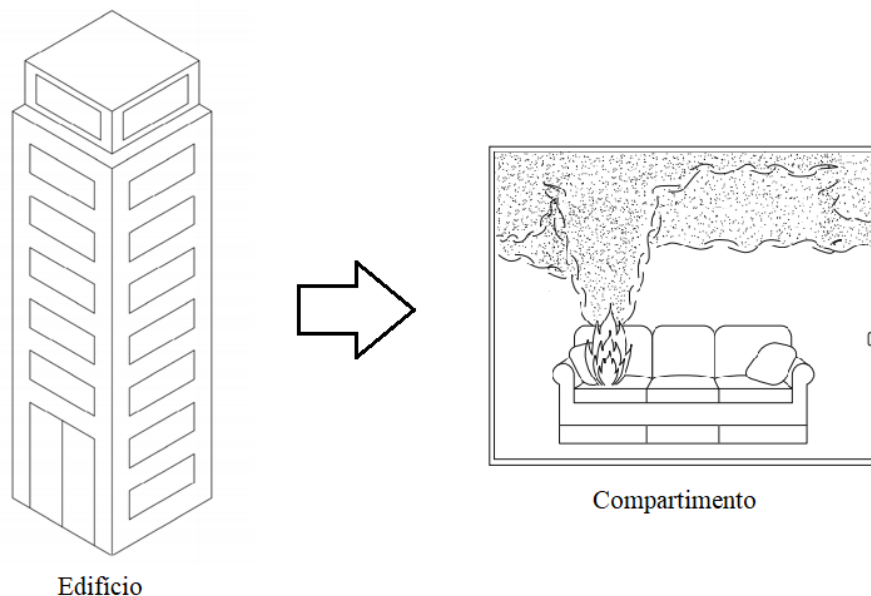


Figura 2.1- Exemplo de incêndio em compartimento [adaptado de Mowrer, 2016]

Este é um assunto que engloba toda a essência do crescimento do fogo em razão deste ser um fenômeno físico e químico fortemente interativo, de modo que suas interações com o ambiente e com o combustível podem ser bastante não lineares e a estimativa de variáveis costuma ser complexa [Quintiere, 2006 e Karlsson e Quintiere, 2000].

2.2 Desenvolvimento do incêndio em compartimentos

O incêndio em um compartimento pode se desenvolver de diferentes maneiras, dependendo das características do ambiente e do combustível. Assim, o desenvolvimento de um incêndio em um compartimento pode ser dividido em cinco estágios: (i) ignição, (ii) crescimento, (iii) *flashover*, (iv) incêndio completamente desenvolvido e (v) decaimento. Os estágios são ilustrados na Figura 2.2, através da variação da temperatura com o tempo [Walton et al., 2016].

Após a ignição, inicia-se a fase de crescimento, também chamada de *pré-flashover*. Nesta fase ocorre o crescimento do fogo, seu comportamento depende do tipo de combustível, combustão, oxigênio disponível e interações com o ambiente. Havendo oxigênio o suficiente, o incêndio continuará se desenvolvendo, aumentando a temperatura no compartimento. A transição entre a fase de crescimento e a fase totalmente desenvolvida é conhecida como *flashover*, que é considerado um fenômeno associado à instabilidade térmica. Normalmente, são adotados os seguintes critérios para determinar se o *flashover* foi atingido: (a) quando a temperatura do compartimento atinge 500-600°C, (b) a radiação para o piso do compartimento é de 15 à 20 kW / m² ou (c) que as chamas apareçam nas aberturas do compartimento. Estes fatores podem ser resultados de diferentes características do ambiente ou do combustível [Drysdale, 2011, Karlsson e Quintiere, 2000 e Walton et al., 2016].

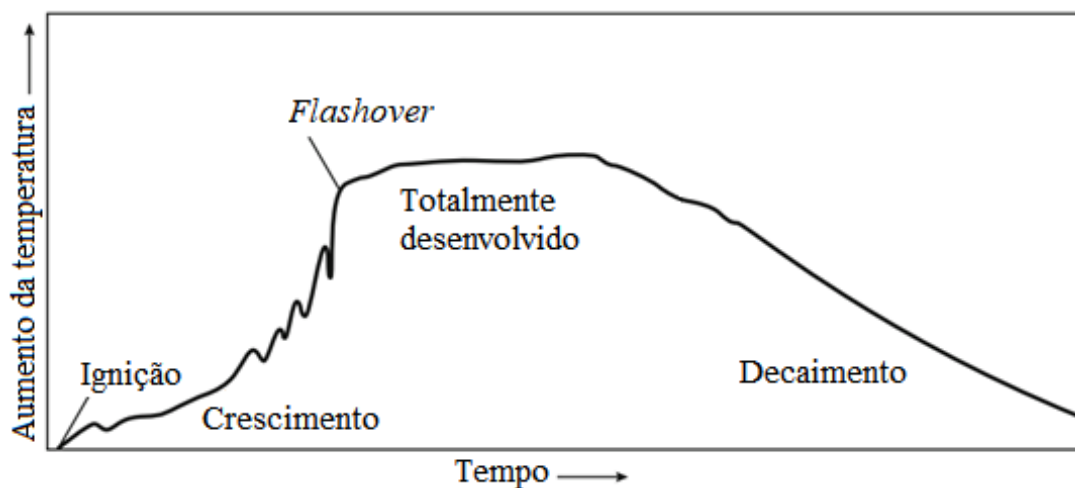


Figura 2.2 - Descrição da variação da temperatura com o tempo de um incêndio em um compartimento [adaptado de Walton et al., 2016]

No estágio totalmente desenvolvido, também conhecido como *pós-flashover*, a taxa de liberação de calor tem o seu pico e, geralmente, mais combustível é pirolisado do que pode ser

queimado, devido à restrição de oxigênio disponível no compartimento (incêndio controlado pela ventilação). Desta forma, se houver aberturas no compartimento, o combustível não queimado poderá sair do compartimento e queimar do lado de fora. A temperatura média no compartimento durante este período é muito alta, podendo ter valores entre 700 e 1200°C. O período de decaimento ocorre quando o combustível é completamente consumido e, conseqüentemente, a taxa de liberação de calor e a temperatura do compartimento diminuem [Karlsson e Quintiere, 2000 e Walton et al., 2016].

Em estudos e projetos de engenharia de segurança contra incêndio, nos quais a ênfase está na segurança dos ocupantes das salas, o estágio *pré-flashover* é considerado. Já em situações nas quais se tem por objetivo garantir a estabilidade estrutural e a segurança dos bombeiros, considera-se o estágio *pós-flashover* [Karlsson e Quintiere, 2000].

2.2.1 Grau de ventilação de um compartimento

Em incêndios em compartimentos, o ar é normalmente succionado para o ambiente através de aberturas, como portas e janelas. Como a quantidade de oxigênio influencia no desenvolvimento e comportamento do incêndio, torna-se necessário, muitas vezes, determinar o grau de ventilação do ambiente para verificar se o cenário de incêndio é controlado pela ventilação ou controlado pelo combustível.

O grau de ventilação de um ambiente pode ser definido através da relação combustível/oxigênio real em comparação com a relação combustível/oxigênio estequiométrico, essa proporção é conhecida como razão de equivalência global (*GER* – do inglês: *Global Equivalence Ratio*) [Gottuk e Lattimer, 2016].

$$GER = \frac{\left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}\right)_{real}}{\left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}\right)_{estequiométrico}} \quad (2.1)$$

A Equação 2.1 apresenta a razão de equivalência global, *GER*, onde \dot{m}_c é a vazão mássica de combustível (kg/s), \dot{m}_a é a vazão mássica de ar (kg/s), o subscrito *real* representa as condições reais (que no presente trabalho serão obtidas do modelo numérico) e *estequiométrico* as condições de estequiometria. O valor de *GER* maior que 1 indica que o compartimento está subventilado, ou seja, que não há oxigênio suficiente para queimar o combustível disponível, quando o *GER* é

menor que 1 tem-se um ambiente bem ventilado, onde o desenvolvimento do incêndio é controlado pelo combustível.

2.2.2 Formação da camada de gases quentes

Durante a primeira fase de um incêndio em um compartimento, a combustão, que libera energia na forma de calor, aumenta a temperatura dos produtos por ela gerados, diminuindo a sua densidade. Assim, como os gases da combustão são menos densos que o ar ambiente, eles sobem em direção ao teto devido à força de empuxo induzida por essa diferença de densidade, formando uma corrente flutuante, conhecida como pluma de fogo. Esse comportamento é ilustrado pela Figura 2.3a [Karlsson e Quintiere, 2000 e Mowrer, 2016].

Conforme os gases quentes vão subindo, o ar circundante é arrastado pela pluma, diminuindo a temperatura e a concentração da fumaça, porém, aumentando o seu volume. Quando a mistura dos gases da combustão e ar atingirem o teto, irão se espalhar por ele até serem limitados pela presença das paredes do compartimento. Ao atingirem esse estágio, os gases são forçados a se mover para baixo, dividindo a sala em duas camadas: uma camada de gás quente formada abaixo do teto, composta pela mistura de produtos da combustão e ar, e uma camada inferior fria, constituída por ar. Essas camadas são chamadas de camada de gases quentes e camada de gases frios, respectivamente. Assim, a pluma continuará a injetar fumaça na camada superior, e como resultado, a camada aumenta de volume e a sua espessura aumenta em direção ao chão, conforme apresentado na Figura 2.3b [Karlsson e Quintiere, 2000 e Mowrer, 2016].

Caso não haja aberturas na sala, a camada de fumaça continuará a descer até atingir a altura do fogo, suprimindo-o devido à falta de oxigênio. Se uma ventilação for aberta por deformações induzidas pelo calor ou por bombeiros (como portas, janelas ou quebra de vidros, por exemplo), o fogo pode se desenvolver novamente devido à entrada de ar fresco, podendo levar ao *backdraft* devido ao acúmulo de vapores de combustível não queimado dentro da sala. Considerando que há uma abertura, como uma porta ou janela, conectando a sala ao exterior ou a um espaço adjacente, a fumaça fluirá da sala de origem do fogo para este espaço adjacente assim que a camada de gases quentes atingir o topo da abertura, formando uma camada de gases quentes neste ambiente, conforme ilustrado na Figura 2.4. Desta forma, a espessura e a temperatura da camada de fumaça vão aumentar, levando aos estágios posteriores do incêndio (*flashover*, incêndio completamente desenvolvido e decaimento) [Karlsson e Quintiere, 2000 e Mowrer, 2016].

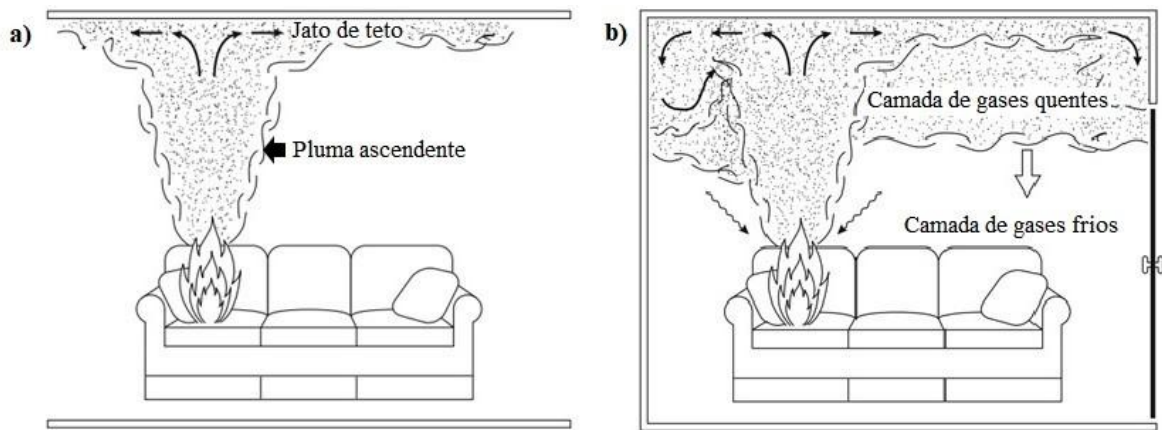


Figura 2.3 – a) Interação da pluma com o teto e b) Formação da camada de gases quentes [adaptado de Mowrer, 2016]

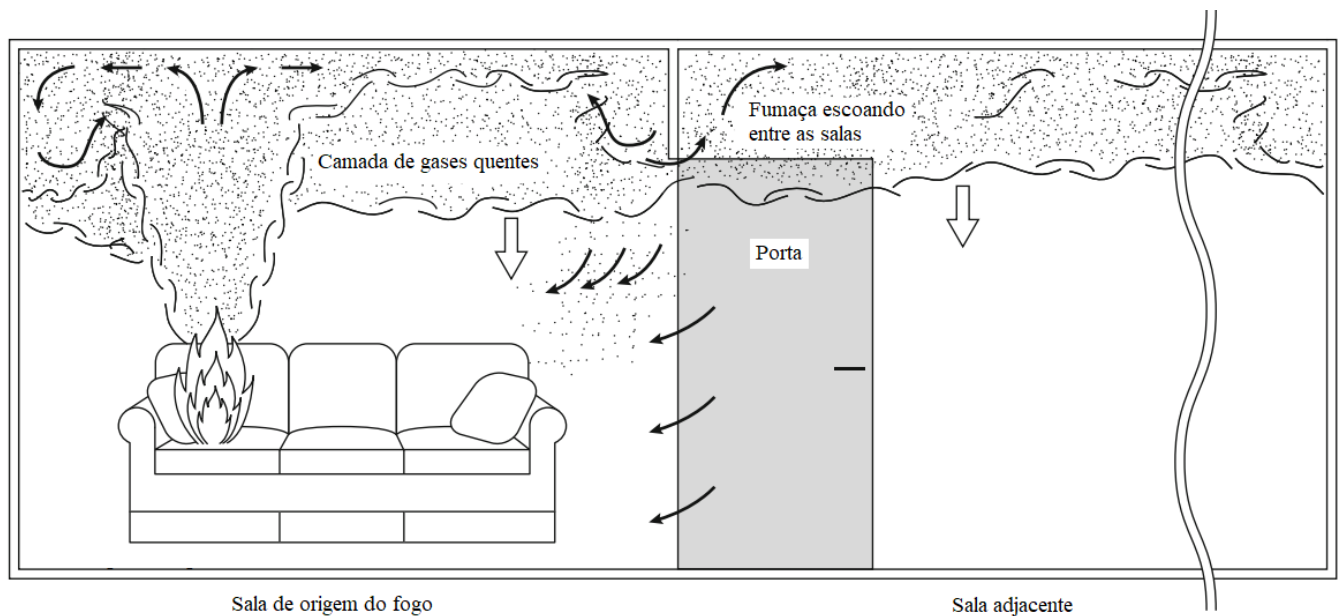


Figura 2.4 – Desenvolvimento da camada de gases quentes em um ambiente adjacente [adaptado de Mowrer, 2016]

2.2.3 Fatores que influenciam no comportamento do incêndio

De acordo com Karlsson e Quintiere, 2000, os fatores que influenciam no desenvolvimento do incêndio podem ser divididos em dois grupos: os relacionados às características do combustível e os relacionados às características do compartimento. Os seguintes fatores podem ser citados:

- a) O tamanho e localização da fonte de ignição;

- b) O tipo, quantidade, posição, espaçamento, orientação e área da superfície do combustível;
- c) A geometria do compartimento;
- d) O tamanho e localização das aberturas do compartimento;
- e) As propriedades do material das paredes do compartimento.

2.2.4 Influência da posição do incêndio

A posição do incêndio pode ter diferentes efeitos no ar arrastado pela pluma. De acordo com Merci e Beji, 2016, ao posicionar-se uma piscina de fogo quadrada contra uma parede, o ar é arrastado por três lados, ao invés de quatro. Já ao posicionar uma piscina de fogo quadrada na intersecção entre duas paredes (canto), a quantidade de ar arrastado é ainda menor, ou seja, por apenas dois lados, conforme ilustrado na Figura 2.5. A redução do ar arrastado pela pluma resulta em um aumento na temperatura da camada de fumaça, aumento da concentração de fumaça e diminuição de seu volume. A influência da elevação vertical do incêndio não foi encontrada na literatura. Poucos estudos variando este parâmetro foram realizados, sendo necessária a realização de mais estudos a fim de verificar seu comportamento.

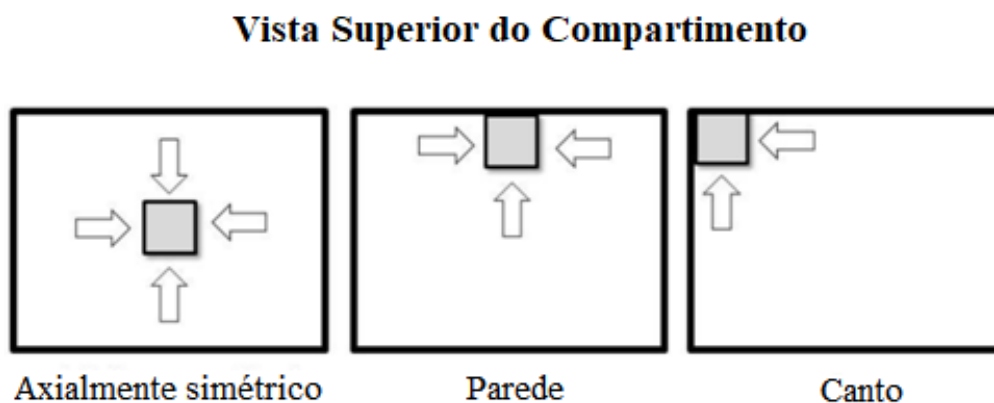


Figura 2.5 – Ar arrastado pela pluma de fogo de acordo com a posição do incêndio [adaptado de Pokorny e Malerova, 2017]

2.3 Incêndios em compartimentos: Modelo de duas zonas

Uma abordagem utilizada para prever vários aspectos em relação a incêndios em compartimentos é chamada de modelagem de zonas. Ela é baseada em uma representação

conceitual do processo de incêndio em compartimentos, ou seja, uma aproximação da realidade [Quintiere e Wade, 2016].

De acordo com Quintiere e Wade, 2016, a modelagem de zonas considera uniformes a temperatura e a composição das camadas superior e inferior. Segundo Johansson, 2016, essa suposição é válida para compartimentos de tamanhos pequenos e médios (salas residenciais e pequenas indústrias), devido à agitação do gás quente provocado pelo fogo. Entretanto, não é razoável assumir essa suposição para grandes compartimentos ou se o fogo for pequeno em relação às dimensões da estrutura.

O modelo de zonas representa o compartimento como duas camadas de gás distintas, um volume superior e um volume inferior resultantes da estratificação térmica devido à diferença de densidades. As equações de conservação são aplicadas a estas zonas, envolvendo os vários processos de transporte e combustão. O fogo é representado como fonte de energia e massa manifestada como uma pluma, que bombeia a massa da zona inferior para a zona superior por meio de um processo chamado de arrastamento [Quintiere e Wade, 2016].

Segundo Quintiere e Wade, 2016, a Figura 2.6 ilustra um modelo de zona típico de incêndio em um compartimento. O volume de controle $CV1$ é definido como o gás da camada superior e a pluma de fogo, a sua parte inferior se move em conjunto com $CV1$, de modo que nenhuma massa seja transferida através dessa região. A velocidade na interface do volume de controle é a mesma do fluido, $\bar{w} = \bar{V}$. A temperatura da camada inferior é menor que a da camada superior, essa região é delimitada por um segundo volume de controle, $CV2$. Foi assumido que o volume da pluma de fogo é pequeno em relação à camada de gás quente ou aos volumes da zona, tendo seu efeito ignorado, e que as propriedades das zonas superior e inferior são espacialmente uniformes, mas podem variar com o tempo.

Outras hipóteses adotadas são:

- a) Gás é tratado como gás ideal;
- b) A troca de massa nos limites dos volumes de controle ocorre devido à diferença de pressão ou efeitos de mistura. Geralmente é causada pela convecção natural ou forçada, ou por processos de arrastamento;
- c) Combustão é tratada como fonte de massa e energia;
- d) A pluma chega instantaneamente ao teto;
- e) O calor é perdido para a estrutura do compartimento (teto, piso e paredes da sala);
- f) A seção transversal horizontal do compartimento é uma área constante;

- g) A pressão no compartimento é considerada uniforme na equação da energia,
- h) A vazão mássica para a pluma de fogo é devido ao arrastamento turbulento;
- i) Os efeitos de fricção dos fluidos nos limites sólidos são ignorados.

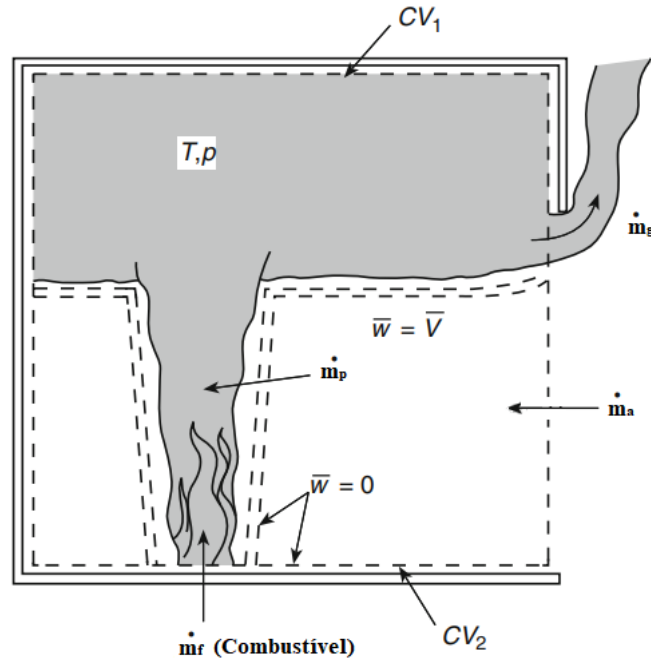


Figura 2.6 – Volumes de controle utilizados na modelagem de zona [adaptado de Quintiere e Wade, 2016]

2.4 Predição da temperatura camada de gás quente de incêndios em compartimentos

Segundo Walton et al., 2016, a capacidade de prever temperaturas de incêndios em compartimentos é de grande importância para a proteção de vidas humanas. São vários os usos para o conhecimento da temperatura de um incêndio em um compartimento, como a previsão de (i) condições perigosas, (ii) danos materiais e estruturais, (iii) mudanças na taxa de queima, (iv) ignição de objetos e (v) início de *flashover*.

O princípio básico utilizado para calcular a temperatura de um incêndio em um compartimento é a conservação de energia. A solução de um conjunto relativamente completo de equações para a conservação de energia requer a solução de um grande número de equações em regime transiente. Embora as equações individuais de transporte de energia possam ser resolvidas, em geral não há uma solução explícita para um conjunto dessas equações. Assim, duas abordagens podem ser utilizadas, a primeira é uma solução aproximada realizada manualmente, usando um

conjunto limitado de suposições, e a segunda, é uma solução mais completa utilizando *softwares* computacionais [Walton et al., 2016]. O restante desta seção apresenta os principais métodos manuais disponíveis na literatura para a predição da temperatura da camada de gases quentes, enquanto o Capítulo 3 apresenta o *software* computacional empregado no presente trabalho.

2.4.1 Método MQH

Este método foi derivado a partir de uma expressão de conservação de energia e correlacionado com dados experimentais para determinar a temperatura da camada de gás quente de um compartimento [McCaffrey et al., 1981].

A estimativa do aumento da temperatura da camada de gás quente ($\Delta T_{u,1} = (T_u - T_\infty)$), para um incêndio pré-*flashover* em um compartimento com ventilação natural, é realizada pela correlação MQH e pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\Delta T_{u,1}}{T_\infty} = 1,6 \left(\frac{\dot{Q}}{\sqrt{g} c_p \rho_\infty T_\infty A_1 \sqrt{H_1}} \right)^{2/3} \left(\frac{h_{k,1} A_{T,1}}{\sqrt{g} c_p \rho_\infty A_1 \sqrt{H_1}} \right)^{-1/3} \quad (2.2)$$

onde \dot{Q} é a taxa de liberação de calor do fogo (kW), h_k é o coeficiente de transferência de calor do compartimento (kW/m²·K), A_T é a área total das superfícies do compartimento (m²), A é a área da abertura (m²), H é a altura da abertura (m), ρ_∞ é a massa específica do ar ambiente (kg/m³), T_∞ é a temperatura ambiente (K), c_p é o calor específico do gás (kJ/kg·K) e g é a aceleração da gravidade (m/s²). O subscrito 1 refere-se às variáveis/parâmetros da sala de origem do fogo.

O coeficiente de transferência de calor, h_k , pode ser determinado usando uma aproximação do estado estacionário, quando o tempo da penetração térmica (t_p) for menor que o tempo de exposição (t), tem-se que:

$$h_k = \frac{k}{d} \quad \text{para } t > t_p \quad (2.3)$$

e se o tempo de penetração térmica (t_p) for maior que o tempo de exposição (t), então:

$$h_k = \left(\frac{k c_p \rho}{t} \right)^{1/2} \quad \text{para } t \leq t_p \quad (2.4)$$

O tempo de penetração térmica é definido como:

$$t_p = \left(\frac{\rho c_p}{k} \right) \left(\frac{d}{2} \right)^2 \quad (2.5)$$

Nas equações 2.3 a 2.5, d é a espessura da parede ou do teto (m), k é a condutividade térmica (kW/m·K), ρ é a massa específica do material da superfície do compartimento (kg/m³) e c_p é o calor específico do material da superfície do compartimento (kJ/kg·K).

Se houver várias paredes e/ou teto de diferentes materiais no compartimento, uma média ponderada pela área para h_k deve ser utilizada [Walton et al., 2016].

De acordo com Walton et al., 2016, esse método é válido para as seguintes situações:

- a) Aplica-se a compartimentos com temperatura da camada de gás quente de até 600 °C, aproximadamente;
- b) Válido para incêndios transientes ou estacionários;
- c) Não pode ser usado em salas grandes com desenvolvimento rápido de fogo, nas quais um crescimento significativo do fogo tenha ocorrido antes que os produtos de combustão tenham saído do compartimento;
- d) A taxa de liberação de calor do fogo deve ser determinada a partir de dados ou outras correlações;
- e) O coeficiente de transferência de calor efetivo deve ser avaliado a partir da determinação do tempo de crescimento característico do fogo e do tempo de penetração térmica dos materiais de revestimento da sala;
- f) As fontes de fogo estão localizadas perto do centro da sala.

A utilização do Método MQH para incêndios junto à parede ou no canto foi discutida por Mowrer e Williamson, 1987. Eles descobriram que a temperatura da camada de gás quente para estas posições (parede e canto) pode ser calculada multiplicando a Equação 2.2 por um fator de 1,3 para incêndios junto à parede, e por um fator de 1,7 para incêndios no canto da sala.

2.4.2 Correlação para prever a temperatura da camada de gás quente em um compartimento considerando a posição do fogo

Lemmertz, 2019, desenvolveu seis correlações para prever a temperatura da camada de gás quente em incêndios pré-*flashover* em um compartimento, onde foram utilizadas as mesmas variáveis empregadas no Método MQH. Assim, foram desenvolvidas três correlações para incêndios no nível do solo e outras três para a elevação dos incêndios, levando em consideração a posição do incêndio (afastado de paredes, próximo a uma parede e próximo a um canto).

A Equação 2.6 apresenta a formulação geral para as correlações, na qual o coeficiente X e os expoentes A, B e C, apresentados na Tabela 2.1, são relacionados de acordo com cada caso (onde z_1 é a posição vertical do fogo (m) e H_1 é a altura da sala (m)).

$$\frac{\Delta T_{u,1}}{T_\infty} = X \left(\frac{\dot{Q}}{\sqrt{g} c_p \rho_\infty T_\infty A_1 \sqrt{H_1}} \right)^A \left(\frac{h_{k,1} A_{T,1}}{\sqrt{g} C_p \rho_\infty A_1 \sqrt{H_1}} \right)^B + C \quad (2.6)$$

Tabela 2.1- Valor dos coeficientes de acordo com a posição do fogo

Posição do fogo	X	A	B	C
Longe de paredes, $z_1 = 0$	1,55	0,8	-0,33	0
Longe de paredes, $z_1 > 0$				$0,99(z_1/H_1) - 0,03$
Perto de paredes, $z_1 = 0$	1,26	0,79	-0,47	0
Perto de paredes, $z_1 > 0$				$0,83(z_1/H_1) - 0,08$
Perto do canto, $z_1 = 0$	1,26	0,76	-0,48	0
Perto do canto, $z_1 > 0$				$0,47(z_1/H_1) + 0,02$

2.4.3 Correlação para prever a temperatura da camada de gás quente de uma sala adjacente a uma sala em incêndio

Esta correlação foi desenvolvida por Johansson e Van Hees, 2012, permitindo estimar o aumento da temperatura da camada de gás quente de uma sala adjacente ($\Delta T_{u,2}$), conectada à sala do fogo, antes de atingir o estágio de *flashover*. A expressão pode ser escrita da seguinte forma:

$$\Delta T_{u,2} = 10,4 \frac{\dot{Q}^{0,73} (A_1 \sqrt{H_1})^{0,24}}{A_{T,1}^{0,45} A_{T,2}^{0,33} (A_2 \sqrt{H_2})^{0,19} h_k^{0,34}} \quad (2.7)$$

onde \dot{Q} é a taxa de liberação de calor (kW), $A_{T,1}$ e $A_{T,2}$ são as áreas das superfícies, descontando as áreas das aberturas das salas 1 e 2 (m²), $A_1 \sqrt{H_1}$ é o fator de ventilação entre a sala do fogo e a sala adjacente (m^{5/2}), $A_2 \sqrt{H_2}$ é o fator de ventilação entre a sala adjacente e o ambiente externo (m^{5/2}). O coeficiente de transferência de calor (kW/m²K), h_k , pode ser calculado utilizando a Equação 2.3 ou 2.4.

A correlação utiliza um único coeficiente de transferência de calor para ambas as salas, restringindo assim, a sua aplicação para os casos nos quais as salas são feitas de um mesmo material e com a mesma espessura.

2.4.4 Método do Balanço de Energia

Este método foi elaborado por Johansson et al., 2015, sendo ele baseado nos princípios de conservação de massa e energia. A sua resolução consiste em algumas etapas de cálculo para resolver um balanço de energia com a ajuda de um balanço de massa simplificado, uma expressão simplificada para a vazão mássica através de uma abertura vertical e um modelo de pluma. O modelo é composto pelas seguintes relações:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_g \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_g = 0,68AH^{\frac{1}{2}} \left(1 - \frac{z_{int}}{H}\right) \text{ para } \frac{z_{int}}{H} > 0,3 \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_g = 0,53AH^{\frac{1}{2}} \left(1 - 0,3 \frac{z_{int}}{H}\right) \text{ para } \frac{z_{int}}{H} < 0,3 \quad (2.10)$$

$$\dot{m}_p = 0,0058\dot{Q}_c \left(\frac{z}{L_f}\right) \quad (2.11)$$

$$\Delta T_{u,1} = \frac{\dot{Q}}{(\dot{m}_g c_p + h_{k,1} A_{t,1})} \quad (2.12)$$

$$\Delta T_{u,2} = \frac{\dot{m}_g c_p \Delta T_{u,1}}{\dot{m}_g c_p + h_{k,2} A_{t,2}} \quad (2.13)$$

onde H é a altura da abertura (m), L_f é a altura média da chama (m), c_p é o calor específico à pressão constante (kJ/kg K), z é a altura acima do chão (m), z_{int} é a altura de interface da camada de gás quente (m), \dot{m}_g é a vazão mássica de gases quentes através da abertura (kg/s), \dot{m}_p é vazão mássica da pluma (kg/s), h_k é o coeficiente de transferência de calor do compartimento (kW/m²·K), \dot{Q} é a taxa de liberação de calor (kW), A é a área da abertura (m²), A_t é a área da superfície em contato com os gases quentes (m²) e \dot{Q}_c é a parte convectiva da taxa de liberação de calor (kW). Segundo Karlsson e Quintiere, 2000, \dot{Q}_c está frequentemente no intervalo de $\dot{Q}_c = 0,6\dot{Q}$ à $\dot{Q}_c = 0,8\dot{Q}$. Os subscritos 1 e 2 referem-se às variáveis/parâmetros da sala de origem do fogo e da sala adjacente, respectivamente.

De acordo com Hamins, 2016, a determinação da fração convectiva (χ_c) pode ser estimada considerando a eficiência de combustão (χ_a) igual a 1, utilizando dados experimentais para a determinação da fração radiativa (χ_r), através da Equação 2.14 . Esta é uma suposição razoável já que o metano, gás natural e propano (combustível utilizado no presente trabalho), emitem quantidades relativamente pequenas de fuligem em incêndios bem ventilados.

$$\chi_a = \chi_c + \chi_r \quad (2.14)$$

De acordo com Karlsson e Quintiere, 2000, a altura média da chama pode ser obtida através da Equação 2.15:

$$L_f = 0,235\dot{Q}^{\frac{2}{5}} - 1.02D \quad (2.15)$$

onde \dot{Q} é a taxa de liberação de calor total (kW) e D é o diâmetro da fonte do fogo (m), ou diâmetro efetivo para fontes de calor não circulares, que podem ser calculadas de acordo com a Equação 2.16.

$$\text{Área da fonte do fogo} = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.16)$$

Segundo Johansson et al., 2015, o modelo pode ser resolvido através dos seguintes passos:

- a) Inicialmente, a altura da camada de fumaça, $z_{int,1}$, é calculada usando as Equações 2.8, 2.9 ou 2.10 e 2.11, assumindo que a vazão mássica da pluma, \dot{m}_p , na interface da camada de gás quente ($z_{int,1} = z$), é igual a vazão mássica dos gases que saem da sala, \dot{m}_g ;
- b) Quando a altura de interface da sala do fogo é conhecida, a vazão mássica dos gases quentes, \dot{m}_g , é calculada com a equação 2.9 ou 2.10, dependendo da relação $\frac{z_{int}}{H_0}$;
- c) Como nenhuma massa desaparecerá, a \dot{m}_g na abertura da segunda sala será o mesmo que na abertura da primeira sala. Assim, a altura de interface da segunda sala, $z_{int,2}$ pode ser obtida;
- d) O aumento da temperatura da camada de gás quente na sala do fogo, $\Delta T_{u,1}$, é obtida pela solução de um balanço de energia na sala do fogo, Equação 2.12;
- e) O aumento da temperatura da camada de gás quente na sala adjacente, $\Delta T_{u,2}$, é calculada utilizando a Equação 2.13, a qual é obtida a partir de um balanço de energia das duas salas.

As equações apresentadas são válidas para casos estratificados, com temperatura da camada de gás quente acima de 200 °C e para $\frac{z_{int}}{H_0}$ variando de 0 a 0,7, apresentando estimativas de erro de até 10%. O erro nas estimativas aumentará para temperaturas muito baixas.

Segundo Johansson e Van Hees, 2014, estas equações também podem ser combinadas com outros modelos de pluma existentes na literatura. O modelo de pluma utilizado no método, Equação 2.11, é conhecido como o modelo de pluma de Heskestad.

De acordo com Karlsson e Quintiere, 2000, há poucas informações disponíveis sobre plumas próximas à parede e no canto da sala.

Conforme Poreh e Garrad, 2000, o modelo de pluma de Thomas foi estendido por Hansell para incêndios próximos a paredes através da utilização de um fator de arrastamento (EF – do inglês: *entrainment factor*), conforme a Equação 2.17. Esse modelo é considerado válido para incêndios onde a altura média da chama é consideravelmente menor do que o diâmetro do fogo [Karlsson e Quintiere, 2000], desta forma, não sendo aplicável ao presente trabalho. Porém, a utilização do fator de arrastamento será estendida para o modelo de pluma de Heskestad, Equação 2.18

$$\dot{m}_p = EF (0,188 P z^{3/2}) \quad (2.17)$$

onde P é o perímetro do fogo, z é a altura e EF é o fator de arrastamento. É sugerido $EF = 0,57$ para incêndios próximos a uma parede, $EF = 0,4$ para incêndios posicionados na intersecção entre duas paredes e para incêndios posicionados no centro da sala $EF = 1$.

$$\dot{m}_p = EF \, 0,0058 \dot{Q}_c \left(\frac{z}{L_f} \right) \quad (2.18)$$

O modelo de pluma de Zukoski, que possui aproximações para a interação da pluma posicionada próxima a uma parede (Equação 2.20) ou em um canto (Equação 2.21), além do modelo livre de interferências (Equação 2.19), também será aplicado a este presente trabalho.

$$\dot{m}_p = 0,071 \dot{Q}^{1/3} z^{5/3} \quad (2.19)$$

$$\dot{m}_{p,parede} = 0,045 \dot{Q}^{1/3} z^{5/3} \quad (2.20)$$

$$\dot{m}_{p,canto} = 0,028 \dot{Q}^{1/3} z^{5/3} \quad (2.21)$$

3 MODELAGEM NUMÉRICA

Este capítulo apresenta o *software* CFD utilizado neste trabalho, as equações fundamentais que modelam o comportamento de um incêndio em um compartimento, as hipóteses simplificadoras, a malha numérica, o modelo de combustão e radiação, a modelagem da turbulência e o procedimento de solução. Informações adicionais podem ser obtidas em McGrattan et al., 2018a e McGrattan et al., 2018b.

3.1 Fire Dynamics Simulator

O *Fire Dynamics Simulator* (FDS) é um *software* de dinâmica dos fluidos computacional (CFD – do inglês: *Computational Fluid Dynamics*) de código aberto para escoamento termicamente dirigidos, desenvolvido em linguagem FORTRAN pelo Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia (NIST – do inglês: *National Institute of Standards and Technology*) em cooperação com o Centro de Pesquisas Técnicas VTT da Finlândia. O *software* resolve numericamente uma forma das equações de Navier-Stokes para baixos números de Mach ($Ma < 0,3$), com ênfase no transporte de fumaça e calor de incêndios, usando metodologia de simulação de grandes escalas (LES – do inglês: *Large Eddy Simulation*) como abordagem de modelagem da turbulência.

O FDS é projetado para ser usado na prática de engenharia para uma variedade de aplicações de proteção contra incêndio e outros escoamentos térmicos. Assim, o *software* é descrito como um modelo de incêndio, pois incorpora condições de contorno e termos fontes que descrevem a combustão turbulenta de um combustível gasoso e oxigênio, transporte de radiação térmica através de gases quentes com fuligem, decomposição térmica de materiais reais, ativação de *sprinklers* e detectores de fumaça, transporte de gotículas de água e combustível líquido e uma variedade de outros recursos que simulam um incêndio dentro e fora de edificações [McGrattan et al., 2018a].

3.2 Equações fundamentais

O conjunto de equações que descreve matematicamente o fenômeno do incêndio em um compartimento é:

- Equação de conservação de massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = \dot{m}_b''' \quad (3.1)$$

- Equação de balanço da quantidade de movimento

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} \mathbf{u} + \nabla p = \rho \mathbf{g} + \mathbf{f}_b + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (3.2)$$

- Equação da conservação de energia

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_s) + \nabla \cdot (\rho h_s \mathbf{u}) = \frac{D\bar{p}}{Dt} + \dot{q}''' + \dot{q}_b''' - \nabla \cdot \dot{\mathbf{q}}'' \quad (3.3)$$

- Equação de estado

$$\bar{p} = \frac{\rho RT}{\bar{W}} \quad (3.4)$$

onde ρ é a massa específica, t é o tempo, \mathbf{u} é o vetor velocidade, \dot{m}_b''' é o termo fonte da massa ($\dot{m}_b''' = \sum_i \dot{m}_{b,\alpha}'''$), p é a pressão, \mathbf{g} é o vetor de aceleração do campo gravitacional, \mathbf{f}_b representa a força de arrasto exercida pelas partículas e gotículas da sub-malha, τ_{ij} é o tensor de tensão viscosa, h_s é a entalpia sensível, \bar{p} é a pressão de fundo, \dot{q}''' é a taxa de liberação de calor de uma reação química, \dot{q}_b''' é a energia transferida para partículas e gotículas de escala sub-malha, $\dot{\mathbf{q}}''$ é o fluxo de calor condutivo, T é a temperatura, R a constante universal dos gases ideais e \bar{W} é o peso molecular da mistura.

3.3 Malha numérica

Como o FDS foi projetado para simular escoamentos termicamente dirigidos dentro de edifícios a malha numérica mais óbvia e simples é a retilínea. Além disso, são preferidas malhas uniformes em razão da utilização da metodologia LES, de forma que o único parâmetro escolhido pelo usuário final é a dimensão dos volumes de controle que formam a malha. Assim, com a

malha determinada, as obstruções podem ser definidas, sendo estas alocadas na malha subjacente utilizando o Método de Fronteira Imersa (IBM – do inglês: *Immersed Boundary Method*). O método utilizado para discretizar as equações fundamentais no domínio do cálculo é o método de diferenças finitas com precisão de segunda ordem para os elementos que compõem a malha tridimensional uniformemente espaçada [McGrattan et al., 2018a].

3.4 Metodologia LES

Na modelagem LES, as pequenas e grandes escalas são separadas através da aplicação de um filtro espacial de largura Δ , o qual é aplicado nas equações de conservação de massa, energia e de balanço da quantidade de movimento [McGrattan et al., 2018a]. Assim, para qualquer campo contínuo (ϕ), um campo filtrado é definido como:

$$\bar{\phi}(x, y, z, t) \equiv \frac{1}{V_c} \int_{x-\frac{\delta x}{2}}^{x+\frac{\delta x}{2}} \int_{y-\frac{\delta y}{2}}^{y+\frac{\delta y}{2}} \int_{z-\frac{\delta z}{2}}^{z+\frac{\delta z}{2}} \phi(x', y', z', t') dx' dy' dz' \quad (3.5)$$

No FDS, a largura do filtro é considerada como $\Delta = V_c^{1/3} = (\delta_x \delta_y \delta_z)^{1/3}$. Um filtro Favre, também é definido, de forma que $\bar{\rho\phi} \equiv \bar{\rho}\bar{\phi}$. [McGrattan et al., 2018a].

Mais informações sobre a metodologia LES podem ser encontradas em Saugat, 2006 e Lesieur et al., 2005.

3.5 Hipóteses simplificadoras

As principais hipóteses simplificadoras utilizadas pelo FDS são a aproximação de baixo número de Mach e a aproximação de espécies aglomeradas.

a) Aproximação de baixo número de Mach

Para aplicações com baixas velocidades, a pressão resolvida espacialmente e temporalmente, p , pode ser decomposta em uma pressão de fundo, $\bar{p}(z, t)$, mais uma perturbação, $\tilde{p}(x, y, z, t)$, mantendo somente a pressão de fundo na equação de estado. Nota-se que $\bar{p}(z, t)$ é uma função da coordenada espacial na direção da gravidade, z , incluindo a estratificação da

atmosfera na pressão de fundo, enquanto $\tilde{p}(x, y, z, t)$ conduz o movimento do fluido [McGrattan et al., 2018a].

De acordo com McGrattan et al., 2018a, o objetivo de decompor a pressão é que, para escoamentos com baixo número de Mach, pode-se assumir que a temperatura e a densidade são inversamente proporcionais e, portanto, a equação de estado pode ser aproximada como:

$$\bar{p} = \rho T R \sum_{\alpha} \frac{Z_{\alpha}}{W_{\alpha}} = \frac{\rho R T}{\bar{W}} \quad (3.6)$$

Algumas das consequências dessa aproximação são: a) o escoamento de ar entre os compartimentos podem ser descritos em termos das diferenças nas pressões de fundo, e b) a energia interna, e , e a entalpia, h , podem ser relacionadas em termos da pressão termodinâmica (de fundo) $h = e + \bar{p}/\rho$. Desta forma, a equação de conservação da energia pode ser escrita em termos da entalpia sensível, h_s , conforme a Equação 3.3 [McGrattan et al., 2018a].

O FDS não resolve a Equação 3.3 explicitamente, mas a resolve através do divergente da velocidade:

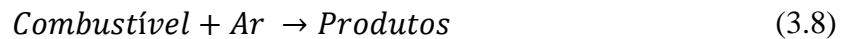
$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \frac{1}{\rho h_s} \left[\frac{D}{D_t} (\bar{p} - \rho h_s) + \dot{q}''' + \dot{q}_b''' - \nabla \cdot \dot{\mathbf{q}}'' \right] \quad (3.7)$$

As equações de Navier-Stokes descrevem a propagação de informações comparáveis às do escoamento do fluido (aproximadamente 10 m/s para fogo), mas também em velocidades comparáveis às de ondas sonoras (300 m/s para o ar parado). Para resolver uma forma discretizada dessas equações, seriam necessários intervalos de tempo muito pequenos para dar conta das informações que viajam na velocidade do som, dificultando as simulações práticas. Assim, ao adotar a suposição de baixo número de Mach, o divergente da velocidade tem dois propósitos: a) filtrar ondas acústicas, de modo que o passo de tempo no algoritmo numérico seja limitado apenas pela velocidade do escoamento, e não pela velocidade do som e b) reduzir o número de variáveis dependentes no sistema de equações devido a aproximação da equação de estado, além de eliminar a necessidade de resolver a equação de conservação de energia de forma explícita [McGrattan et al., 2018a].

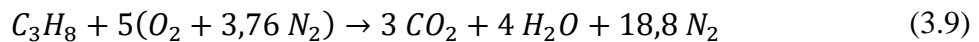
b) Aproximação de espécies aglomeradas

A abordagem de espécies aglomeradas reduz a demanda computacional do sistema químico, combinando espécies em grupos que são transportadas e reagem em conjunto. Reduzindo, desta maneira, o número de equações de transporte a serem resolvidas, aumentando significativamente a velocidade do cálculo [McGrattan et al., 2018a].

O FDS assume uma reação de etapa única, desta forma, não é necessário resolver explicitamente sete equações de transporte (combustível, O_2 , CO_2 , H_2O , CO , N_2 e partículas de fuligem), e sim apenas duas, uma para o combustível e outra para os produtos [McGrattan et al., 2018a]. Em problemas típicos resolvidos no FDS, as espécies primitivas são reunidas em grupos de reação, considerando a seguinte a reação simples:



Assim, tomando como exemplo o propano, combustível aplicado a esta pesquisa, a reação pode ser escrita como:



A equação de transporte para cada espécie aglomerada é expressa por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Z_\alpha) + \nabla \cdot (\rho Z_\alpha \mathbf{u}) = \nabla(\rho D_\alpha \nabla Z_\alpha) + \dot{m}_\alpha''' + \dot{m}_{b,\alpha}''' \quad (3.10)$$

onde ρ é a massa específica, t é o tempo, \mathbf{u} é o vetor velocidade, Z_α é a fração de mássica da espécie aglomerada, D_α é o coeficiente de difusão da espécie aglomerada, \dot{m}_α''' é a taxa de produção de massa por unidade de volume da espécie aglomerada α por reações químicas e $\dot{m}_{b,\alpha}'''$ é a taxa de produção de massa por unidade de volume de espécie α devido a evaporação de gotículas/partículas.

A difusividade é obtida pela soma da viscosidade molecular e turbulenta divididas pelo número de Schmidt turbulento $\left(\frac{\mu + \mu_t}{Sc_t}\right)$, sendo esta uma constante com valor padrão de 0,5, $Sc_t = 0,5$. Assim como o número de Schmidt turbulento, o número de Prandtl turbulento também é considerado constante, com um valor padrão de 0,5. Este valor foi definido com base em simulações de plumas de fogo, mais informações em McGrattan et al., 2018a.

3.6 Modelo de combustão

O FDS usa um modelo de combustão baseado em uma reação infinitamente rápida, limitada pela mistura, de espécies aglomeradas (quantidades escalares reativas que representam uma mistura de espécies). Para uma reação infinitamente rápida, as espécies reagentes em determinada célula da malha são convertidas em produtos a uma taxa determinada por um tempo de mistura característico, τ_{mix} . A taxa de liberação de calor por unidade de volume é definida como o produto da soma das taxas de massa dos produtos das espécies aglomeradas e suas respectivas entalpias de formação. A combustão é introduzida na equação de conservação de energia através do termo fonte \dot{q}''' [McGrattan et al., 2018a].

$$\dot{q}''' = - \sum_{\alpha} \dot{m}_{\alpha}''' \Delta h_{f,\alpha} \quad (3.11)$$

De acordo com McGrattan et al., 2018a, a abordagem usada para a maioria das aplicações de incêndios em larga escala é a chamada suposição de “mistura é queimada” (do inglês: *mixed is burnt*), onde o termo de fonte médio das reações químicas do combustível, \dot{m}_F''' , é modelado usando o modelo *Eddy Dissipation Concept* (EDC):

$$\dot{m}_F''' = -\rho \frac{\min(Y_F, Y_A/s)}{\tau_{mix}} \quad (3.12)$$

onde $\Delta h_{f,\alpha}$ é a entalpia de formação da espécie α , Y_F e Y_A são as frações mássicas das espécies aglomeradas de combustível e ar, respectivamente e s é o coeficiente estequiométrico mássico para o ar.

3.7 Modelo de radiação

A radiação térmica é calculada através da Equação de Transferência Radiativa (RTE – do inglês: *Radiative Transfer Equation*) para gases que não espalham radiação térmica. Este efeito é introduzido na equação de energia por meio do termo da fonte \dot{q}_r''' , dado por:

$$\dot{q}_r''' \equiv -\nabla \cdot \dot{\mathbf{q}}_r''(\mathbf{x}) = \kappa(\mathbf{x})[U(\mathbf{x}) - 4\pi I_b(\mathbf{x})] \quad ; \quad U(\mathbf{x}) = \int_{4\pi} I(\mathbf{x}, \mathbf{s}') d\mathbf{s}' \quad (3.13)$$

onde $\kappa(\mathbf{x})$ é o coeficiente de absorção, $I_b(\mathbf{x})$ é intensidade de radiação de corpo negro, e $I(\mathbf{x}, \mathbf{s})$ é a intensidade total da radiação, obtida da solução da Equação de Transporte Radiativo (RTE):

$$S \cdot \nabla I_n = B_n(x) - \kappa_n(\mathbf{x}) I_n(x, \mathbf{s}), \quad n = 1 \dots N \quad (3.14)$$

onde I_n é a intensidade integrada sobre a banda n , $\kappa_n(\mathbf{x})$ é o coeficiente de absorção médio apropriado para a banda n e $B_n(x)$ é o termo fonte de emissão para a banda n .

Em simulações práticas, a dependência espectral da RTE não pode ser resolvida com precisão, assim o FDS possui a opção de dividir o espectro de radiação em um pequeno número de bandas e resolver uma RTE separada para cada banda espectral. Porém, mesmo com um pequeno número de bandas, resolver várias RTE's consome muito tempo. Usualmente isto não é necessário, pois na maioria dos incêndios em grande escala a fuligem é o produto mais importante da combustão, controlando a radiação térmica a partir da chama e da fumaça. O coeficiente de absorção médio é uma função da composição das espécies e da temperatura, sendo seus valores obtidos a partir de um modelo de banda estreita denominado RadCal. Como o espectro de radiação da fuligem é contínuo, é possível supor que o gás se comporte como um meio cinza. Então, a dependência espectral é agrupada em um coeficiente de absorção ($N=1$), sendo o termo fonte fornecido pela intensidade de radiação de um corpo negro [McGrattan et al., 2018a]:

$$I_b(x) = \frac{\sigma T(x)^4}{\pi} \quad (3.15)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann.

A Equação de Transferência Radiativa é resolvida usando o Método dos Volumes Finitos (FVM – do inglês: *Finite Volume Method*), usando aproximadamente 100 ângulos discretos.

3.8 Modelagem da turbulência

As equações governantes para LES são derivadas pela aplicação de um filtro passa-baixa de largura Δ às equações de Navier-Stokes, a resolução direta dessas equações é conhecida como DNS (*Direct Numerical Simulation*). Elas são aproximadas usando diferenças finitas com precisão de segunda-ordem em um conjunto de malhas tridimensionais uniformemente espaçadas. Assim, as quantidades escalares são atribuídas no centro de cada célula da malha, os componentes de

velocidade em suas respectivas faces e os componentes de vorticidade nas bordas das células. Estas variáveis são avançadas no tempo usando um esquema predictor-corrector explícito de segunda ordem. No FDS, a largura do filtro é considerada como $\Delta = (\delta_x \delta_y \delta_z)^{1/3}$ [McGrattan et al., 2018a].

O objetivo do LES é evoluir os valores médios filtrados espacialmente de massa, momentum e energia em um volume de controle, enquanto considera os efeitos químicos e de transporte na escala submalha sobre os campos médios [McGrattan et al., 2018a].

A equação do momentum LES é:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}^{sgs}}{\partial x_j} + \bar{\rho} g_i + \bar{f}_{d,i} + \overline{\dot{m}_b'''} \tilde{u}_{b,i} \quad (3.16)$$

onde a tensão da escala sub-malha, τ_{ij}^{sgs} , é dada por:

$$\tau_{ij}^{sgs} \equiv \bar{\rho} (\tilde{u}_i \tilde{u}_j - \tilde{u}_i \tilde{u}_j) \quad (3.17)$$

onde o sobrescrito \sim indica as componentes de velocidade resolvidas por LES e o sobrescrito $-$ denota valores médios da respectiva variável.

3.8.1 Viscosidade turbulenta

Neste trabalho foi utilizado o modelo padrão do FDS, modelo de Deardorff, para a obtenção da viscosidade turbulenta.

$$\mu_t = \rho C_v \Delta \sqrt{K_{sgs}}; \quad K_{sgs} = \frac{1}{2} \left((\bar{u} - \hat{u})^2 + (\bar{v} - \hat{v})^2 + (\bar{w} - \hat{w})^2 \right) \quad (3.18)$$

onde \bar{u} é o valor médio de u no centro da célula da malha e \hat{u} é uma média ponderada de u em relação às células adjacentes:

$$\bar{u}_{ijk} = \frac{u_{ijk} + u_{i-1,jk}}{2} \quad ; \quad \hat{u}_{ijk} = \frac{\bar{u}_{ijk}}{2} + \frac{\bar{u}_{i-1,jk} + \bar{u}_{i+1,jk}}{4} \quad (3.19)$$

Os termos \widehat{v} e \widehat{w} são definidos de maneira semelhante. A constante do modelo é definida de acordo com o valor encontrado na literatura de $C_v = 0,1$.

3.8.2 Lei da parede

Uma quantidade escalar importante na região próxima à parede é a velocidade de atrito, definida como $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$. A partir dessa velocidade, pode-se definir a velocidade adimensional $u^+ \equiv u/u_\tau$ e a distância normal adimensional da parede $y^+ \equiv y/\delta_v$, onde $\delta_v = \nu/u_\tau = \mu/(\rho u_\tau)$ é a escala do comprimento viscoso [McGrattan et al., 2018a]. No FDS, a lei da parede é aproximada por:

$$u^+ = y^+ \quad \text{para } y^+ < 11,81 \quad (3.20)$$

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad \text{para } y^+ \geq 11,81 \quad (3.21)$$

onde κ a constante de Von Kármán (0,41) e $B = 5,2$.

Uma vez que u^+ foi determinado, a tensão viscosa pode ser obtida a partir de:

$$\tau_w = \rho \left(\frac{u}{u^+} \right)^2 \quad (3.22)$$

Geralmente, a obtenção de τ_w requer um processo iterativo, uma vez que τ_w é necessário para definir δ_v e y^+ . A estratégia empregada no FDS é de inicialmente calcular τ_w como se o escoamento fosse laminar e então utilizar esse valor como uma estimativa inicial. Testes realizados mostraram que três iterações são suficientes para convergir o erro residual no modelo até cerca de 1% [McGrattan et al., 2018a].

3.9 Passo de tempo e procedimento de solução

Ao empregar um esquema temporal explícito, os critérios de estabilidade podem ser entendidos em termos da utilização de um passo de tempo (δt) para manter condições fisicamente realistas [McGrattan et al., 2018a].

O passo de tempo é definido automaticamente no FDS, dividindo o tamanho de uma célula da malha pela velocidade característica do escoamento. Durante o cálculo, o intervalo de tempo é ajustado para que a condição CFL (Courant, Friedrichs, Lewy) seja satisfeita. A condição CFL coloca uma restrição no δt devido à velocidade de advecção. O valor δt padrão é $5(\delta x \delta y \delta z)^{1/3} / \sqrt{gH}$, onde δx , δy e δz são as dimensões do menor volume de controle da malha, H é a altura do domínio computacional e g é a aceleração da gravidade [McGrattan et al., 2018b].

A condição CFL é dada por:

$$CFL = \delta t \frac{\|u\|}{\delta x} \approx 1 \quad (3.23)$$

No final da primeira parte do esquema temporal explícito preditor-corretor, verifica-se se o passo de tempo está dentro dos limites de estabilidade apropriados. Caso não esteja, ele é ajustado em $\pm 10\%$, até que esteja dentro dos limites adequados, após, o passo preditor é reexecutado. O procedimento de solução avança as variáveis no tempo usando um esquema preditor-corretor explícito de segunda ordem [McGrattan et al., 2018a].

4 METODOLOGIA

Este capítulo descreve o experimento realizado em um multi compartimento, o qual foi utilizado na etapa de validação do *software* empregado neste trabalho, a escolha do método de redução de dados, o estudo de qualidade de malha, a comparação entre os dados experimentais e numéricos e a descrição dos cenários utilizados para a geração de dados usando o FDS.

4.1 O experimento de Nakaya, Tanaka e Yoshida, 1986

Com o objetivo de examinar se a vazão mássica através da abertura da sala com incêndio, a altas temperaturas, poderia ser estimada utilizando um modelo hidrostático simples, Nakaya et al., 1986, realizaram uma série de experimentos em uma estrutura em escala real para estudar os escoamentos de gases em altas temperaturas induzidos pelo fogo através de aberturas de portas, que conectam a sala de origem do fogo a uma segunda sala. A estrutura era composta por uma sala interna, a qual estava conectada a uma sala adjacente através de uma abertura de porta de largura variável, e uma sala adjacente, conectada ao ambiente externo por meio de uma abertura de porta de largura fixa.

A largura da abertura, W_1 , entre a sala interna e a sala adjacente, foi variada entre 89 cm, 59 cm, 44 cm e 29 cm ao longo dos experimentos. A altura desta abertura, H_1 , foi definida em 1,6 m, na maioria dos casos, e 1,7 m em alguns casos. Já na sala adjacente, a abertura que a conectava ao exterior era fixa, com dimensões de 1,8 x 1,8 m² (W_2 x H_2).

Na sala de origem do fogo, as paredes de concreto e o teto foram isolados com placas de silicato de cálcio de 25 mm de espessura, e o chão com placas de 50 mm de espessura. O teto da sala adjacente também foi isolado com placas de silicato de cálcio de 25 mm de espessura. Foram utilizadas as propriedades do concreto apresentadas por Oktay et al., 2016, e propriedades comerciais para as placas de silicato de cálcio utilizadas; os valores podem ser encontrados na Tabela 4.1.

Um queimador quadrado de 60 cm x 60 cm foi posicionado no chão da sala interna, o qual era alimentado com propano com vazões volumétricas de 50, 100, 150, 190, 200, 240, 250, 300 e 350 l/min. As temperaturas das salas foram medidas utilizando árvores de termopares, cada árvore possuía 20 termopares com espaçamento vertical de 10 cm. Antes das medições serem realizadas, a sala interna foi aquecida por um período de 20 a 40 minutos para obter temperaturas de gás

estáveis. As dimensões do experimento e posicionamento dos termopares são apresentados na Figura 4.1.

Tabela 4.1- Propriedades dos materiais

Materiais	Condutividade térmica (W/m·K)	Calor específico (kJ/kg·K)	Massa específica (kg/m ³)
Concreto	1,37	0,88	2076
Placas de Silicato de Cálcio	0,14	1,03	245

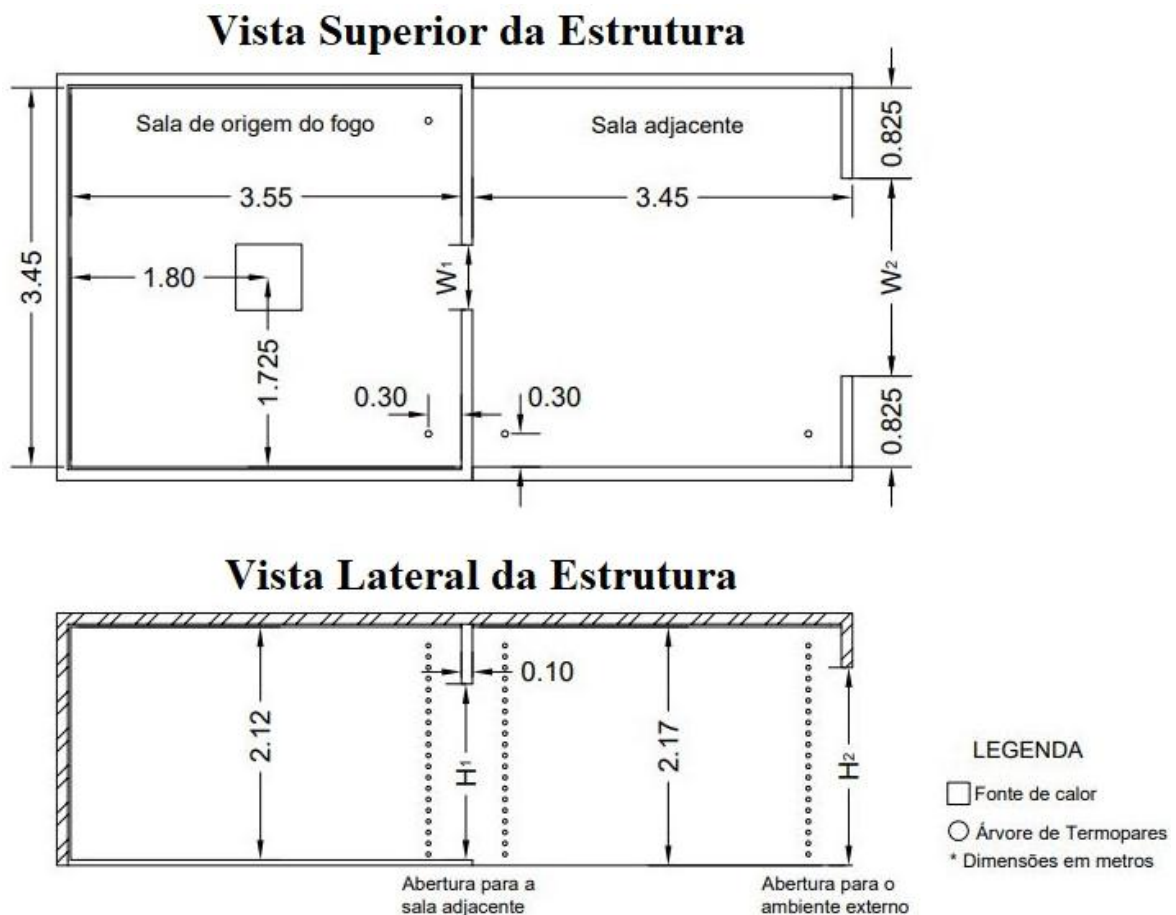


Figura 4.1 - Dimensões do experimento e posicionamento dos termopares [adaptado de Nakaya et al., 1986]

De acordo com Betting et al., 2019, a previsão da temperatura realizada pelo FDS, apresenta uma boa concordância com os dados experimentais, desde que o cenário seja bem

ventilado. Também foi observado que a qualidade das simulações pode decair com o aumento da taxa de liberação de calor (HRR – do inglês: *Heat Release Rate*).

Na etapa de validação do presente trabalho, foram considerados nove cenários, as características de cada um deles estão descritas na Tabela 4.2. O grau de ventilação dos cenários também foi verificado através da razão de equivalência global (*GER* – do inglês: *Global Equivalence Ratio*).

Tabela 4.2 – Casos experimentais empregados na validação do *software*

Cenários	Vazões volumétricas (l/min)	HRR (kW)	T_{∞} (K)	Abertura na sala do fogo (m ²)	Abertura na sala adjacente (m ²)
1	50	≈ 86	281	1,6 x 0,29	1,8 x 1,8
2	50	≈ 86	286	1,6 x 0,59	
3	100	≈ 171	307	1,7 x 0,89	
4	200	≈ 342	287	1,6 x 0,29	
5	200	≈ 342	313	1,7 x 0,59	
6	200	≈ 342	311	1,7 x 0,89	
7	350	≈ 593	303	1,6 x 0,29	
8	350	≈ 593	286	1,6 x 0,59	
9	350	≈ 593	294	1,6 x 0,89	

Como mencionado, as temperaturas foram medidas utilizando árvores verticais de termopares posicionadas nas salas, assim, seus valores foram obtidos através de uma média considerando o intervalo de tempo de 100s. Estes perfis de temperatura serão submetidos a uma metodologia de pós-processamento a fim de definir as variáveis de interesse analisadas no presente trabalho.

4.2 Definição do tamanho do domínio computacional

A influência da extensão do domínio computacional foi objeto de estudo de alguns pesquisadores, os quais buscaram determinar a influência e o quanto é necessário estender o domínio computacional para além do experimento, de forma que os resultados obtidos não sejam afetados pelo domínio e para que não haja uma grande elevação do custo computacional. O

diagrama esquemático da Figura 4.2 ilustra o experimento e a extensão do domínio computacional.

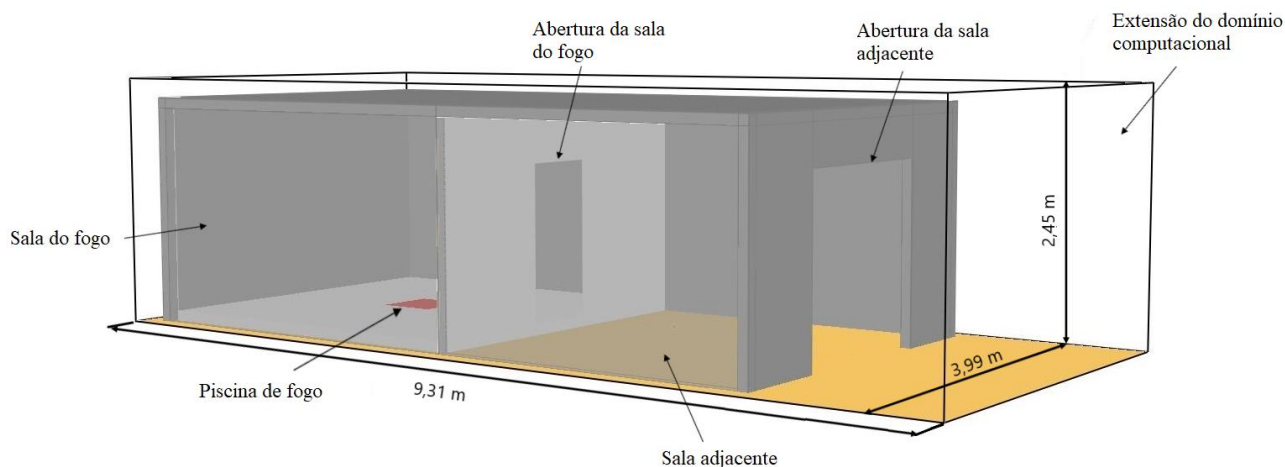


Figura 4.2 – Diagrama esquemático do experimento e do domínio computacional estendido

Zhang et al., 2010, demonstraram em seu estudo que além da dependência do tamanho da malha, o tamanho do domínio computacional também influencia nos resultados, sendo necessário estender o domínio computacional além dos limites físicos das aberturas por onde escoam gases. A extensão mais efetiva do domínio ocorre na direção perpendicular à abertura vertical do compartimento, sendo considerado suficiente, geralmente, estender o domínio no valor do diâmetro hidráulico da abertura, D_H .

Da mesma forma, He et al., 2008, estudaram o efeito do domínio computacional na simulação de incêndios em pequenos compartimentos. Os resultados mostraram que o domínio deveria ser estendido em $\frac{1}{2}$ diâmetro hidráulico para simulações de incêndio em compartimento controlado pelo combustível (incêndio sobreventilado), e para simulações de incêndio controladas pela ventilação (incêndio subventilado) foi recomendada a extensão de 1 diâmetro hidráulico além das aberturas. O diâmetro hidráulico (D_H) da abertura pode ser calculado através da Equação 4.1.

$$D_H = \frac{4 \times A}{P} \quad (4.1)$$

Ambos os estudos de Zhang et al., 2010, e He et al., 2008, mostram que em simulações de incêndio, o domínio computacional estendido produz uma melhor concordância com os dados experimentais, em relação àqueles sem extensão. Assim, para garantir a integridade dos resultados, o domínio computacional foi estendido no valor do diâmetro hidráulico (D_H) da abertura.

4.3 Métodos de redução de dados

Devido à complexidade de avaliar e utilizar os dados do campo de temperatura de um incêndio em um compartimento e para que seja possível realizar comparações entre diferentes casos, torna-se necessário que os dados (experimentais e numéricos) sejam tratados através de um método de pós-processamento, denominado como redução de dados, o qual geralmente envolve a média das medições verticais de temperaturas obtidas experimentalmente ou numericamente.

Existem diversos métodos para realizar o tratamento destes dados. Estes métodos, geralmente, são baseados no pressuposto de que, durante um incêndio, o compartimento é dividido em duas camadas distintas (modelo de duas zonas): uma camada de gases quentes na parte superior e uma camada de ar frio na parte inferior, nas quais a temperatura e a composição são consideradas uniformes.

Weaver, 2000, realizou um estudo comparando seis métodos de média de temperatura da camada de gás quente (T_u) e frio (T_L) e três métodos para obter a altura de interface (z_{int}). Os resultados na determinação da altura de interface mostraram que o Método do Ponto de Inflexão e o Método de Quintiere previram a altura diretamente no centro da camada de interface. Ao analisar a média das temperaturas das camadas de gás quente e frio, foi constatado que todos os métodos previram a temperatura da camada de gás frio com precisão. O Método de Quintiere foi o melhor em prever com precisão a temperatura da camada de gás quente. O Método de Emmon superestimava a temperatura da camada de gás quente, e os Métodos da Média Espacial, Média Baseada na Equação de Estado, e o Método de Janssens e Tran obtiveram resultados muito semelhantes, todos subestimando ligeiramente a temperatura da camada superior.

Estudos posteriores como os de Keski-Rahkonen e Hostikka, 2002, McGrattan et al., 2007, e Johansson et al., 2015, realizaram este pós-processamento de uma maneira um pouco distinta, determinando T_L pela leitura dos termopares e resolvendo um conjunto de integrais para obter T_u e z_{int} .

Assim, diversos métodos foram propostos na literatura para realizar o pós-processamento destes dados. De acordo com Pretrel e Audouin, 2015, não existe um método de redução de dados único que forneça os melhores resultados, a escolha do método mais apropriado depende basicamente do formato do perfil de temperaturas.

Buscando selecionar o método que será utilizado no presente trabalho, realizou-se uma comparação dos diferentes métodos buscando aquele que forneça os resultados de T_u , T_L e z_{int} mais próximos de sua definição/comportamento. Foram selecionados três métodos para a

condução desta análise: dois métodos com base nos resultados prévios obtidos por Weaver, 2000, e o método aplicado nos estudos de Keski-Rahkonen e Hostikka, 2002, McGrattan et al., 2007, e Johansson et al., 2015.

- Método 1 - Janssens e Tran

O método determina as variáveis z_{int} e T_u através da análise do perfil de temperaturas. Estima-se, inicialmente, z_{int} utilizando o Método do Ponto de Inflexão, posteriormente a temperatura da camada de gás quente, T_u , é determinada a partir de uma média aritmética dos valores dos termopares acima de z_{int} e por fim, a temperatura da camada de gases frios, T_L , é calculada pela Equação 4.2.

$$I_2 = \int_0^{H_s} \frac{1}{T(z)} dz = (H_s - z_{int}) \frac{1}{T_u} + z_{int} \frac{1}{T_L} \quad (4.2)$$

onde H_s é a altura da sala, z_{int} é a altura de interface, T_u é a temperatura da camada de gás quente, T_L é a temperatura da camada de gás frio e $T(z)$ são as medições verticais de temperaturas obtidas experimentalmente ou numericamente.

O Método do Ponto de Inflexão pode ser utilizado quando a temperatura for medida em intervalos razoavelmente regulares, determinando a altura da interface quando o gráfico da temperatura versus altura atinge um ponto de inflexão [Weaver, 2000]. A Figura 4.3 ilustra a aplicação do Método do Ponto de Inflexão.

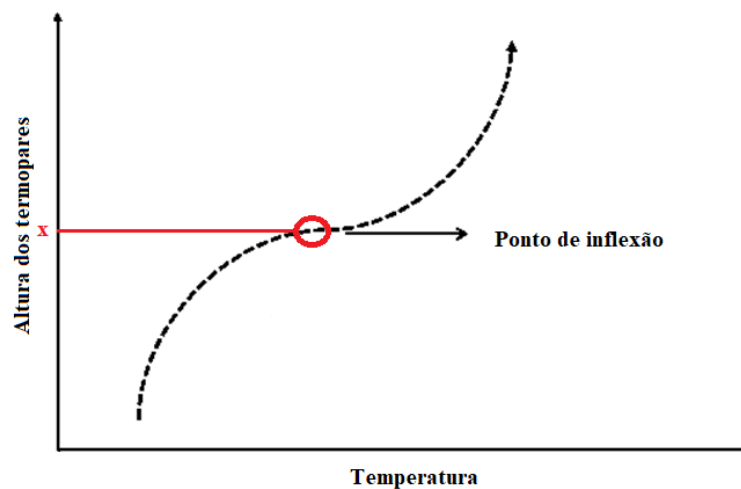


Figura 4.3 – Exemplo de aplicação do Método do Ponto de Inflexão

- Método 2 - Keski-Rahkonen e Hostikka, 2002, McGrattan et al., 2007, e Johansson et al., 2015

Este método determina os resultados de T_u e z_{int} através da solução das integrais da Equação 4.3 à Equação 4.6. A determinação de T_L foi obtida através da média das leituras dos pontos de medição mais baixos, presentes na camada de gás frio, e $T(z)$ é a integral das medições verticais de temperaturas obtidas experimentalmente ou numericamente.

$$I_1 = \int_0^{H_s} T(z) dz \quad (4.3)$$

$$I_2 = \int_0^{H_s} \frac{1}{T(z)} dz \quad (4.4)$$

$$z_{int} = \frac{T_L(I_1 I_2 - H_s^2)}{I_1 + I_2 T_L^2 - 2T_L H_s} \quad (4.5)$$

$$(H_s - z_{int})T_u = \int_{z_{int}}^{H_s} T(z) dz \quad (4.6)$$

onde H_s é a altura da sala, z_{int} é a altura de interface, T_u é a temperatura da camada de gás quente e T_L é a temperatura da camada de gás frio.

- Método 3 - Quintiere

Neste método, a determinação de T_u se dá a partir de uma média aritmética das leituras dos termopares. Weaver, 2000, utilizou como critério para incluir ou excluir um ponto da média a variação de 10% do valor lido pelo termopar mais alto. A partir da determinação de T_u , a Equação 4.7 e a Equação 4.8 são resolvidas simultaneamente para obter z_{int} e T_L .

$$I_1 = \int_0^{H_s} T(z) dz = (H_s - z_{int})T_u + z_{int}T_L \quad (4.7)$$

$$I_2 = \int_0^{H_s} \frac{1}{T(z)} dz = (H_s - z_{int})\frac{1}{T_u} + z_{int}\frac{1}{T_L} \quad (4.8)$$

onde H_s é a altura da sala, z_{int} é a altura de interface, T_u é a temperatura da camada de gás quente, T_L é a temperatura da camada de gás frio e $T(z)$ são as medições verticais de temperaturas obtidas experimentalmente ou numericamente.

As integrais de $T(z)$ utilizadas nos métodos são resolvidas através de uma função obtida por meio de um ajuste de curva a partir das temperaturas medidas pelos termopares.

A comparação dos três métodos foi realizada utilizando perfis de temperatura de experimentos compostos por duas salas, os quais estão disponíveis em Weaver, 2000, e Nakaya et al., 1986. Weaver, 2000, conduziu os experimentos em um compartimento duplo em escala real, as dimensões das salas eram de 2,37 x 3,6 x 2,36 m³. A área da porta que separava as duas salas era de 1,985 m de altura por 0,76 m de largura e a área que conectava a sala adjacente ao ambiente externo era de 2,36 m de altura por 2,37 m de largura. O recinto foi construído dentro de um edifício, a fim de garantir condições ambientais estáveis durante a execução dos experimentos. Um queimador de gás GLP (gás liquefeito de petróleo) foi usado como fonte de calor para os experimentos, utilizando os seguintes valores de HRR: 55 kW, 112 kW e 168 kW. O experimento realizado por Nakaya et al., 1986, foi descrito na seção 4.1 do presente trabalho.

4.3.1 Análise dos resultados

Foram analisados, no total, 12 perfis de temperatura com diferentes valores de HRR, dos quais, 4 perfis de temperaturas de Weaver, 2000, com HRR igual a 55 kW e 112 kW, e 8 perfis de Nakaya et al., 1986, com HRR igual a 86 kW, 171 kW, 342 kW e 593 kW. A Figura 4.4 apresenta uma comparação gráfica dos resultados de z_{int} , T_u e T_L obtidos para cada perfil de temperatura, utilizando os três métodos descritos.

Avaliando os resultados apresentados na Figura 4.4, percebe-se a proximidade entre os resultados para a altura de interface, z_{int} , obtidos pelos Métodos 1 e 3 na maioria dos casos. Estes métodos estimam a altura de interface (z_{int}) próxima ao centro da região onde ocorrem trocas térmicas entre as camadas de gás quente (T_u) e frio (T_L). Já o Método 2, fornece resultados mais conservadores, estimando a altura de interface próxima ao fim da camada de gases frios (T_L).

Analisando os resultados para a temperatura média da camada de gás quente, T_u , percebe-se que o Método 3 fornece a melhor estimativa entre os três métodos avaliados. O Método 1, por vezes, apresentou resultados ligeiramente menores comparados ao Método 3. Já o Método 2 subestimou T_u na maioria dos casos, o que ocorreu em razão da sua menor altura de interface, fazendo com que fossem incluídos na média pontos com temperaturas menores.

Na determinação da temperatura média da camada de gás frio (T_L) da sala adjacente, ambos os métodos apresentaram bons resultados. Porém, avaliando os perfis da sala de origem do fogo, os quais possuem uma maior irregularidade na parte inferior, devido às trocas térmicas entre as camadas de gás quente e frio, arrasto da fumaça pelo ar entrando pela abertura da porta e pela presença de uma camada de fumaça na sala adjacente, nota-se uma concordância melhor entre os resultados utilizando o Método 2.

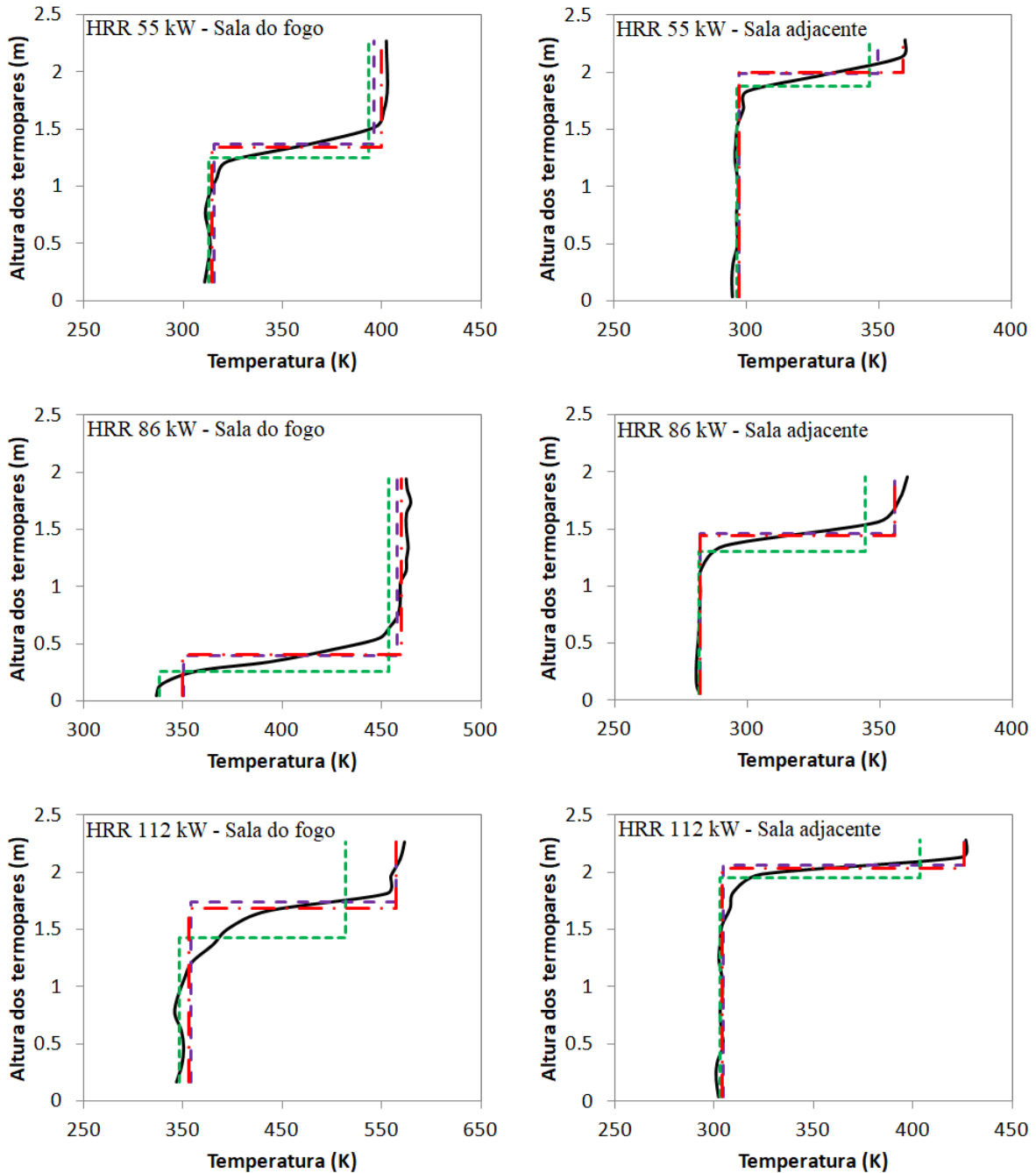


Figura 4.4a- Comparação dos resultados dos métodos de redução

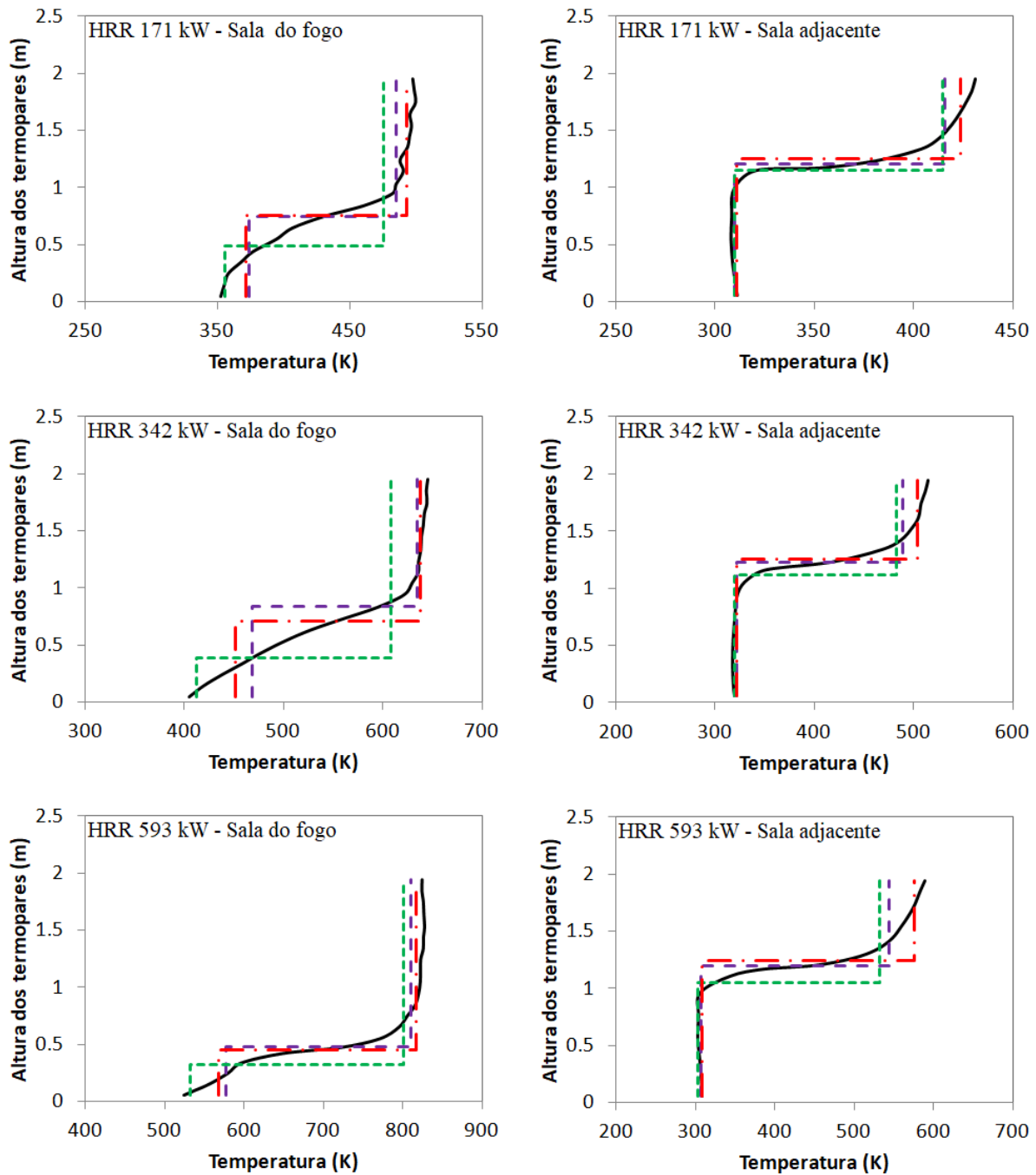


Figura 4.4b- Comparação dos resultados dos métodos de redução

Desta forma, optou-se por uma abordagem dupla para a determinação das variáveis T_u , T_L e z_{int} nas etapas subsequentes deste trabalho. A altura de interface e a temperatura da camada de gás frio serão determinadas de acordo com o Método 2, pois este fornece uma temperatura da camada de gás frio com uma melhor concordância com o perfil de temperaturas e uma altura de interface mais conservadora. A temperatura da camada de gás quente será calculada de acordo

com o Método 3, em razão dos bons resultados apresentados. Uma abordagem semelhante foi utilizada por Lemmertz, 2019, onde T_u foi obtido pela média das medições de temperatura acima do ponto de inflexão, T_L foi obtido pela média das leituras de temperaturas mais baixas e z_{int} pela aplicação da Equação 4.5.

4.4 Estudo de qualidade de malha

A escolha da malha que será utilizada para discretizar o domínio em um estudo numérico é de fundamental importância, pois este é um parâmetro relacionado diretamente à precisão numérica. Deve-se levar em consideração tanto critérios relacionados à precisão dos resultados quanto de custo computacional, buscando um equilíbrio entre ambos os parâmetros.

Uma forma de analisar a resolução espacial necessária é em termos do diâmetro característico do fogo. De acordo com McGrattan et al., 2018b, uma boa maneira de determinar uma malha adequada para simulações, envolvendo plumas de fogo, é por meio da expressão adimensional $D^*/\delta x$, que fornece uma medida de quão bem o campo de escoamento é resolvido, onde D^* é o diâmetro característico do fogo e δx é o tamanho de um volume de controle de malha. Valores de $D^*/\delta x$ entre 4 e 16 foram sugeridos por um estudo de validação conduzido por Salley e Kassawara, 2007, e patrocinado pela US Nuclear Regulatory Commission.

$$D^* = \left(\frac{\dot{Q}}{\rho_\infty T_\infty c_p \sqrt{g}} \right)^{2/5} \quad (4.9)$$

onde \dot{Q} é a taxa de liberação de calor (kW), ρ_∞ é a massa específica inicial do fluido do ambiente (kg/m³), T_∞ é a temperatura ambiente inicial do fluido (K), c_p é o calor específico do fluido (kJ/kg·K) e g é a aceleração da gravidade em (m/s²).

De acordo com Hill et al., 2007, parâmetros como a temperatura da camada de gás quente e a altura de interface, características de incêndios avaliadas no presente trabalho, não requerem uma malha tão refinada, enquanto o fluxo de calor em alvos próximos do fogo, por exemplo, necessitam de um grau de refinamento de malha maior.

Foram avaliadas quatro malhas, $\delta x = 10$ cm (95.325 volumes de controle), $\delta x = 9$ cm (131.040 volumes de controle), $\delta x = 8$ cm (184.977 volumes de controle) e $\delta x = 7$ cm (265.335 volumes de controle), as quais foram utilizadas para calcular o diâmetro característico do fogo dos cenários apresentados na Tabela 4.2.

A Tabela 4.3 apresenta os valores de D^* e $D^*/\delta x$ para as quatro malhas avaliadas neste estudo. As malhas são igualmente espaçadas nas direções x, y e z, e uniformes ao longo de todo o domínio computacional. Avaliando os resultados de $D^*/\delta x$, observa-se que as malhas $\delta x = 9$ cm, $\delta x = 8$ cm e $\delta x = 7$ cm estão dentro da faixa de valores recomendados.

Tabela 4.3 - Valores de D^* e $D^*/\delta x$ para as malhas avaliadas em cada cenário

Cenários	D^*	$D^*/\delta x$			
		$\delta x = 10$ cm	$\delta x = 9$ cm	$\delta x = 8$ cm	$\delta x = 7$ cm
1	0,360	3,60	4,00	4,50	5,14
2	0,361	3,61	4,01	4,51	5,15
3	0,474	4,74	5,27	5,92	6,77
4	0,625	6,25	6,95	7,82	8,93
5	0,625	6,25	6,94	7,81	8,93
6	0,606	6,06	6,73	7,57	8,65
7	0,781	7,81	8,68	9,76	11,15
8	0,781	7,81	8,67	9,76	11,15
9	0,796	7,96	8,84	9,95	11,37

Posteriormente, realizou-se uma análise de sensibilidade de malha para o Cenário 1, onde os resultados numéricos dos perfis de temperatura, temperatura da camada de gás quente e altura de interface da sala de origem do fogo e da sala adjacente, obtidos com as diferentes malhas, foram comparados entre si, buscando, dessa forma, selecionar a malha mais adequada para a solução do problema.

A Figura 4.5, apresenta uma comparação entre os perfis de temperatura obtidos numericamente com as quatro malhas analisadas, $\delta x = 10$ cm, $\delta x = 9$ cm, $\delta x = 8$ cm e $\delta x = 7$ cm e a Tabela 4.4 apresenta a variação dos resultados da temperatura da camada de gás quente e da altura de interface da sala de origem do fogo e da sala adjacente, de acordo com cada malha utilizada.

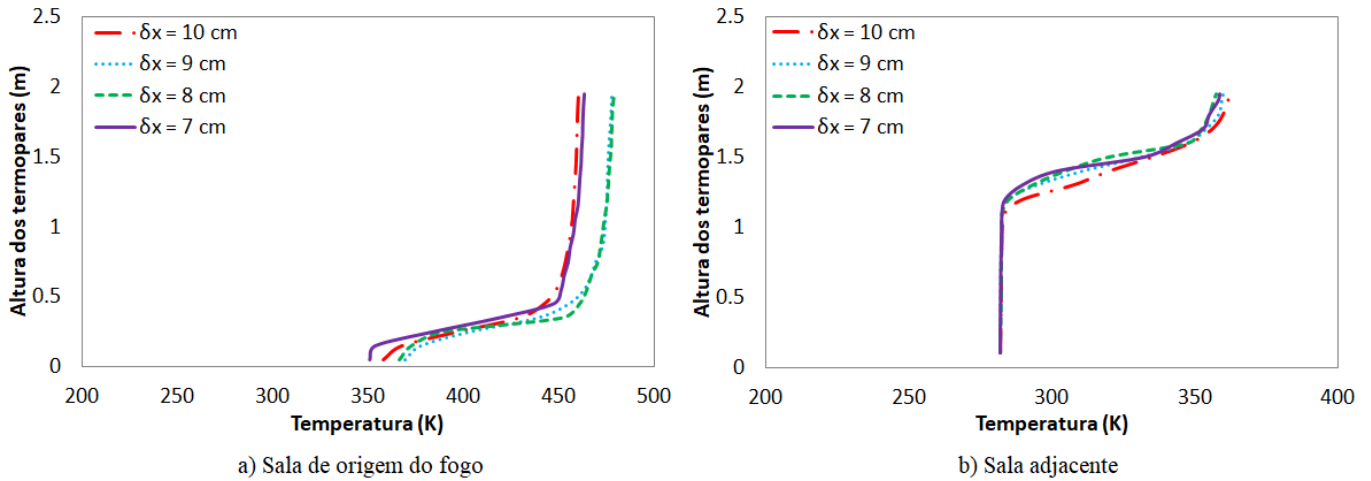


Figura 4.5 - Análise de sensibilidade de malha dos perfis de temperatura da a) sala de origem do fogo e da b) sala adjacente do Cenário 1

Tabela 4.4 – Análise de sensibilidade malha para o Cenário 1

δx	Sala	z_{int} (m)	Desvio %	T_u (K)	Desvio %
10 cm	Fogo	0,22	-	455,7	-
9 cm		0,24	9,1	473,4	3,9
8 cm		0,25	4,2	473,5	0
7 cm		0,23	-8	458,3	-3,2
10 cm	Adjacente	1,15	-	359,7	-
9 cm		1,24	7,8	357,8	-0,5
8 cm		1,26	1,6	355,2	-0,7
7 cm		1,29	2,4	356,1	0,3

Analisando os resultados apresentados na Figura 4.5a, nota-se que na sala de origem do fogo, os resultados obtidos com as malhas $\delta x = 10$ cm e $\delta x = 7$ cm apresentam comportamentos similares, assim como os resultados obtidos com as malhas $\delta x = 9$ cm e $\delta x = 8$ cm. Observando os resultados mostrados na Figura 4.5b, para a sala adjacente, nota-se um comportamento semelhante obtido com as malhas $\delta x = 9$ cm, $\delta x = 8$ cm e $\delta x = 7$ cm. Avaliando os resultados apresentados na Tabela 4.4, percebe-se uma boa concordância entre os resultados obtidos com ambas as malhas.

Adicionalmente, a fim de garantir que a malha mais adequada seja selecionada, a medida de resolução da turbulência (*MTR*– do inglês: *Measure of Turbulence Resolution*) também foi avaliada. A medida de *MTR* varia entre 0 e 1. Segundo Pope, 2004, o valor de *MTR* deve ser

menor ou igual a 0,2, valor este que corresponde a resolução de 80% da energia cinética turbulenta. McDermott et al., 2010, mostraram que manter valores de *MTR* próximos a 0,2 fornece bons resultados, dentro dos limites de erro experimental, para velocidades médias e concentrações de espécies em plumas de fogo não reagentes. O *MTR* pode ser calculado de acordo com a Equação 4.10,

$$MTR(x) = \frac{\langle k_{sgs} \rangle}{\langle TKE \rangle + \langle k_{sgs} \rangle} \quad (4.10)$$

onde a energia cinética turbulenta por unidade de massa (*TKE*) é dada pela Equação 4.11 e a energia cinética da sub-malha (k_{sgs}) é fornecida diretamente pelo FDS.

$$TKE = \frac{1}{2}(u_i - \langle u_i \rangle)(u_i - \langle u_i \rangle) \quad (4.11)$$

onde u_i é o componente da velocidade na direção i ($u_1 = u$, $u_2 = v$, $u_3 = w$, m/s), os colchetes angulares denotam valores médios no tempo.

O *MTR* foi calculado por meio de 14 posições na região do fogo. A coleta das estatísticas da turbulência para estimar o *MTR* foi realizada durante o período de estabilidade das temperaturas. A Tabela 4.5 apresenta os valores de *MTR* para as quatro malhas estudadas e seus respectivos tempos computacionais.

Tabela 4.5 – *MTR* das malhas avaliadas e o tempo computacional para o Cenário 1

δx	MTR	Tempo Computacional
10 cm	0,230	≈ 12 h
9 cm	0,223	≈ 17 h
8 cm	0,215	≈ 26 h
7 cm	0,199	≈ 42 h

Analisando os valores de *MTR* apresentados na Tabela 4.5, pode-se verificar que as malhas ficaram com valores de *MTR* próximos a 0,2. A malha $\delta x = 7$ cm apresentou um valor de *MTR* abaixo de 0,2. Desta forma, analisando os resultados obtidos ao longo deste estudo de qualidade

de malha, considerou-se que a malha $\delta x = 7$ cm apresenta resultados satisfatórios e é adequada para a realização deste estudo.

É importante salientar, que além da redução do tamanho dos volumes de controle levar a um aumento do tempo computacional devido ao aumento do número de volumes de controle e a redução do passo de tempo, eventuais alterações de características dos cenários, como a variação das aberturas, posicionamento do incêndio, aumento da potência do fogo, entre outros, também podem resultar em um aumento do tempo computacional em virtude do modelo numérico utilizado pelo FDS.

4.5 Validação do modelo numérico

No intuito de validar o modelo numérico aplicado a este estudo, foram simulados 9 Cenários apresentados na Tabela 4.2, comparando os valores experimentais dos perfis de temperatura, temperatura da camada de gás quente e altura de interface da sala de origem do fogo e da sala adjacente com os resultados numéricos.

A Figura 4.6 apresenta a comparação entre os perfis de temperatura experimentais e numéricos das salas de origem do fogo e adjacente para cada cenário. Os valores numéricos obtidos para a temperatura da camada de gás quente e altura de interface de ambas as salas, bem como, seus respectivos desvios relativos em relação aos valores experimentais, são mostrados na Tabela 4.7, e o *GER* de cada cenário é apresentado na Tabela 4.6.

Analisando os resultados apresentados na Tabela 4.6, nota-se que o Cenário 7 possui um *GER* > 1 , indicando que o cenário está subventilado. Avaliando os resultados apresentados na Tabela 4.7, para a sala do fogo do Cenário 7, observa-se que a temperatura da camada de gás quente é subestimada e a altura de interface é superestimada, sendo estes resultados indesejados do ponto de vista da análise de segurança contra incêndio.

Tabela 4.6 - Valores de *GER* para os cenários estudados

Cenários	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>GER</i>	0,11	0,07	0,1	0,6	0,28	0,19	2,39	0,6	0,36

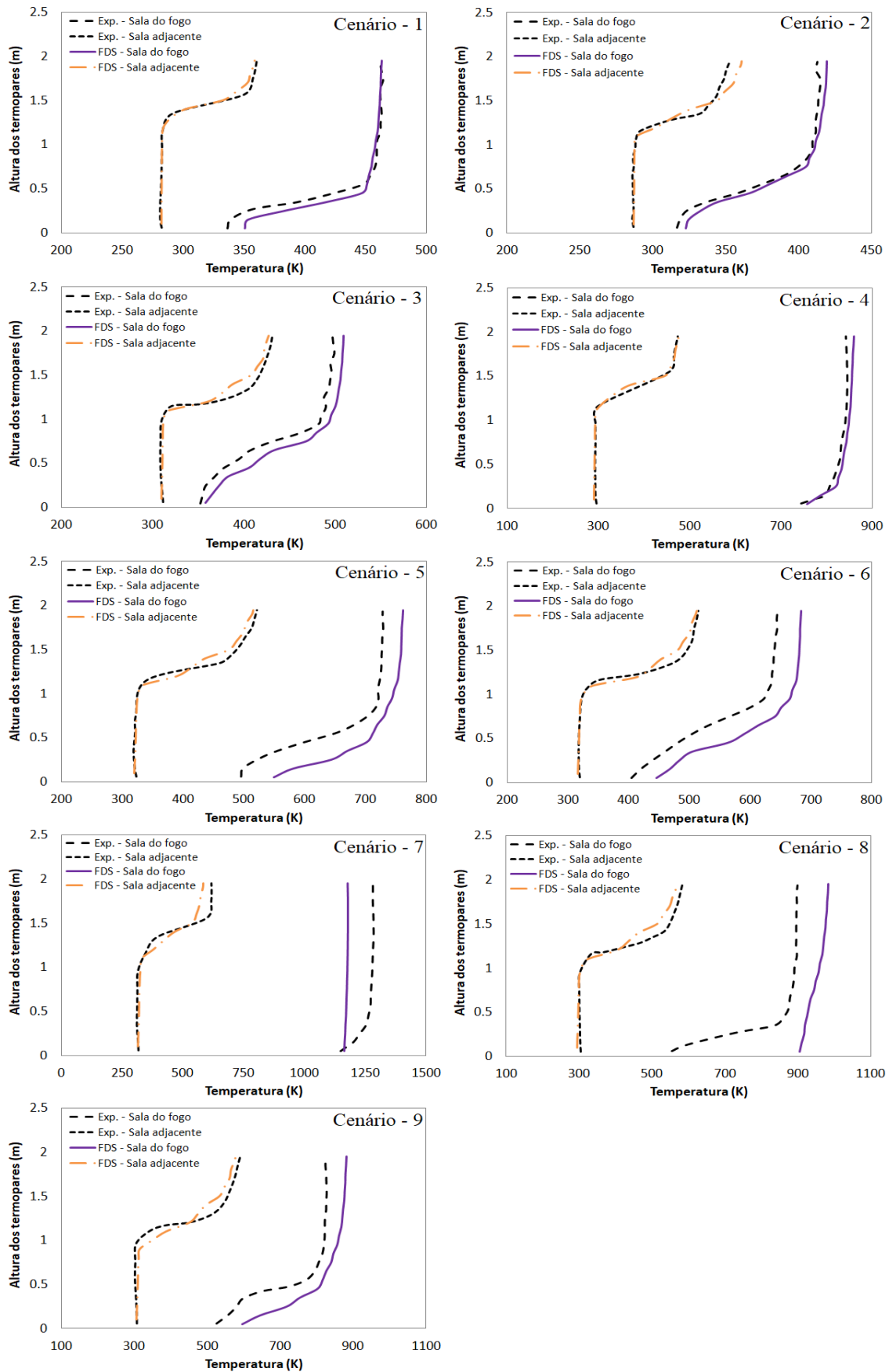


Figura 4.6 – Comparação entre os perfis de temperatura experimentais e numéricos

Tabela 4.7 – Comparação entre valores numéricos e experimentais

Cenários	Sala	z_{int} (m)	FDS	Desvio %	T_u (K)	FDS	Desvio %
1	Fogo	0,26	0,23	-10,6	460,2	458,3	-0,4
2		0,36	0,35	-2,2	411,0	414,8	0,9
3		0,49	0,41	-17,0	492,7	503,4	2,2
4		0,20	0,24	16,9	834,7	847,6	1,6
5		0,33	0,25	-24,2	723,1	749,7	3,7
6		0,38	0,34	-12,7	638,2	675,2	5,8
7		0,19	0,34	78,9	1271,4	1174,9	-7,6
8		0,21	0,47	121,4	885,0	957,1	8,1
9		0,32	0,26	-20,4	816,9	865,7	6,0
1	Adjacente	1,40	1,29	-7,9	356,8	356,1	-0,2
2		1,35	1,15	-14,7	349,2	358,5	2,7
3		1,25	1,10	-11,8	425,9	422,1	-0,9
4		1,11	1,19	7,1	465,1	469,1	0,9
5		1,35	1,09	-19,2	513,9	508,4	-1,1
6		1,15	1,05	-8,7	507,8	502,5	-1,1
7		1,35	1,11	-18,0	609,9	571,5	-6,3
8		1,25	1,00	-20,0	568,0	559,6	-1,5
9		1,15	1,03	-10,1	575,7	569,4	-1,1

Ao verificar os perfis de temperatura da Figura 4.6, observa-se que os cenários 7 e 8 apresentam características de incêndios pós-*flashover*, com temperaturas superiores a 873 K e um perfil de temperaturas uniforme na sala do fogo. Os resultados numéricos obtidos para ambos os cenários apresentam um desvio percentual elevado em comparação aos valores experimentais da altura de interface. Ainda que os resultados apresentem discrepâncias em relação aos dados experimentais, a temperatura da camada de gás quente, foco da análise no presente trabalho, apresenta um desvio dentro de uma faixa de incerteza aceitável, além dos resultados da sala adjacente apresentarem uma boa concordância com os dados experimentais. Porém, estes cenários serão desconsiderados das análises subsequentes, pois o presente trabalho tem como objetivo a análise de cenários de incêndios pré-*flashover* bem ventilados.

Assim, analisando os resultados da z_{int} dos cenários para a sala do fogo e seus respectivos perfis de temperatura, apresentados na Tabela 4.7 e na Figura 4.6, nota-se que o desvio máximo

encontrado foi de 24,2%. Os resultados da z_{int} para a sala adjacente também estavam em concordância com os dados experimentais, apresentando um desvio máximo de 19,2 %.

Avaliando os resultados da T_u de ambas as salas, apresentados na Tabela 4.7, nota-se que todos os resultados apresentam uma boa concordância com os dados experimentais, caracterizado por um desvio máximo de 6 % para a sala de origem do fogo e de 2,7% para a sala adjacente.

Desta forma, pode-se concluir que o modelo implementado com o FDS fornece resultados com uma precisão aceitável para cenários bem ventilados e pode ser utilizado para a geração de dados de incêndios em compartimentos planejados no presente trabalho.

4.6 Geração de dados utilizando *software* CFD

O *software* CFD chamado FDS, foi aplicado neste trabalho com o objetivo de gerar dados de incêndios *pré-flashover* bem ventilados em um multi compartimento, variando a posição do fogo. Em um primeiro momento, estes dados foram utilizados para compreender a sua influência da posição do fogo na dinâmica do incêndio. Posteriormente, os resultados foram utilizados com o objetivo de desenvolver correlações para previsão da temperatura da camada de gás quente da sala de origem do fogo e da sala adjacente.

Para garantir que a temperatura da camada de gás quente fosse analisada de maneira adequada, fixou-se a temperatura inicial dos cenários em 297 K. A temperatura da camada de gás quente da sala de origem do fogo e da sala adjacente foi determinada conforme explanado no item 4.3 do presente trabalho. Os cenários foram simulados por um período de 1450s, de forma que temperaturas de gás estáveis fossem obtidas. As temperaturas foram medidas utilizando árvores verticais de termopares posicionadas nos quatro cantos de cada uma das salas, sendo seus valores obtidos através de uma média considerando o intervalo de tempo de 100s. Foram desconsiderados os locais onde a piscina de fogo estava posicionada ou quando o espalhamento da chama pelo ambiente afetava as leituras.

A influência da posição do incêndio foi estudada considerando 5 posições: centro (A), paralelo a uma parede (B e D) e nos cantos da sala (C e E). Estas posições foram escolhidas devido a sua influência na temperatura da camada de fumaça, como explicado no item 2.2.4 do presente trabalho. Posteriormente, as posições foram variadas verticalmente, elevando o incêndio em 1/3 e 2/3 da altura da porta da sala de origem do fogo, procurando assim, evitar que o fogo ficasse totalmente imerso dentro da camada de fumaça. A Figura 4.7 ilustra as diferentes posições do incêndio estudadas no presente trabalho.

Inicialmente foram simulados 90 casos, variando a HRR e as dimensões da abertura da sala de origem do fogo, além da posição do incêndio. As faixas de valores utilizadas nestas simulações iniciais estão descritas nos seis primeiros cenários da Tabela 4.8, nas quais foram aplicadas as 5 posições da piscina de fogo no nível do solo e nas alturas propostas.

O valor da HRR foi definido considerando a busca por resultados em uma ampla faixa de temperatura, sem que a condição de *flashover* fosse atingida. Inicialmente, foram utilizadas aberturas com as mesmas dimensões da abertura da sala do fogo do experimento, 0,59 m e 0,89 m, fixando sua altura em 1,7 m, buscando com isso aproximar as condições do experimento à realidade brasileira e evitar cenários de subventilação.

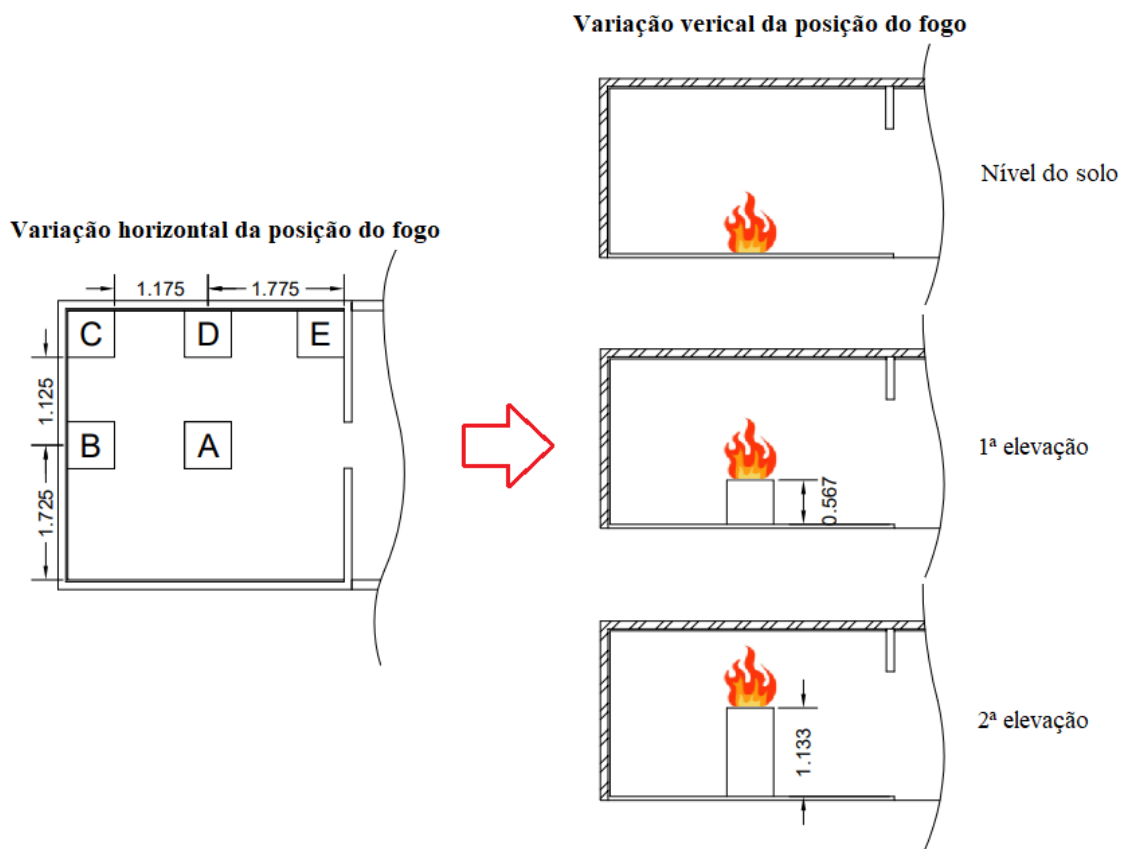


Figura 4.7 – Variação da posição do fogo

Com base nos resultados das primeiras simulações, detectou-se a necessidade da realização de simulações adicionais para compreender a influência das variáveis no comportamento do problema. Inicialmente, utilizou-se uma terceira abertura na sala de origem do fogo, cenários 7 e 8 da Tabela 4.8, considerando apenas as posições A, B e C no nível do solo e na altura de 1,133m.

Posteriormente, variou-se a abertura da sala adjacente, considerando os cenários 9 a 12 da Tabela 4.8, foram utilizadas as posições A, B e C no nível do solo e na altura de 1,133m. Por fim, após observar, verificar e confirmar o comportamento do problema variou-se os demais cenários (13 a 17, Tabela 4.8) considerando apenas a posição A no nível do solo e na altura de 1,133m. Desta forma, além dos 90 cenários iniciais, foram simulados mais 46 cenários, totalizando 136 simulações. A Tabela 4.8 apresenta, de forma condensada, os parâmetros característicos considerados.

Tabela 4.8 – Parâmetros característicos utilizados nas simulações

#	Abertura na sala do fogo (m ²)	HRR (kW)	Abertura na sala adjacente (m ²)
1	0,59 x 1,7	86	1,8 x 1,8
2	0,89 x 1,7	86	1,8 x 1,8
3	0,59 x 1,7	171	1,8 x 1,8
4	0,89 x 1,7	171	1,8 x 1,8
5	0,59 x 1,7	342	1,8 x 1,8
6	0,89 x 1,7	342	1,8 x 1,8
7	1,19 x 1,7	86	1,8 x 1,8
8	1,19 x 1,7	342	1,8 x 1,8
9	1,19 x 1,7	86	1,19 x 1,8
10	1,19 x 1,7	342	1,19 x 1,8
11	1,19 x 1,7	86	0,89 x 1,8
12	1,19 x 1,7	342	0,89 x 1,8
13	0,89 x 1,7	86	1,19 x 1,8
14	0,59 x 1,7	86	0,89 x 1,8
15	0,89 x 1,7	342	1,19 x 1,8
16	0,59 x 1,7	342	0,89 x 1,8
17	0,59 x 1,7	86	1,19 x 1,8

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados da influência da posição do incêndio no nível do solo e em diferentes elevações, bem como, a influência da taxa de liberação de calor (HRR) e do fator de ventilação, que podem provocar alterações significativas na dinâmica do incêndio do presente estudo, e conseqüentemente, alterações na temperatura da camada de gases quentes. Avaliou-se, também, um conjunto de correlações utilizadas para predizer o aumento da temperatura da camada de gás quente da sala de origem do fogo e da sala adjacente, além de desenvolver três modelos semi-empíricos para determinar o aumento da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente considerando a posição do incêndio, as quais foram validadas e comparadas com resultados experimentais disponíveis na literatura.

5.1 A influência do fator de ventilação

O fator de ventilação é um parâmetro importante que causa alterações significativas na dinâmica do incêndio, quando se trata de incêndios em compartimentos. Desta forma, a sua influência na temperatura da camada de gás quente foi analisada considerando, inicialmente, um fator de ventilação fixo na sala adjacente, variando o fator de ventilação da sala de origem do fogo. Em uma análise posterior, fixou-se o fator de ventilação da sala do fogo, variando-se o fator de ventilação da sala adjacente. Durante esta análise, foram consideradas as posições da piscina de fogo no centro, junto à parede e junto ao canto da sala, no nível do solo, considerando os cenários de HRR igual a 86 kW.

A Figura 5.1 apresenta a influência do fator de ventilação da sala do fogo ($A_1\sqrt{H_1}$) sobre o aumento na temperatura da camada de gás quente. Analisando o comportamento da sala adjacente, Figura 5.1b, para o incêndio posicionado no centro da sala no nível do solo, observa-se um $\Delta T_{u,2} = 67,2$ K, considerando o fator de ventilação da sala do fogo de $2,64 \text{ m}^{5/2}$. A redução do fator de ventilação para $1,31 \text{ m}^{5/2}$ leva a uma variação de 7,4 K ($\Delta(\Delta T_{u,2}) = 7,4$ K). Em relação ao $\Delta T_{u,2}$, o mesmo comportamento foi observado para o incêndio posicionado no canto, $\Delta(\Delta T_{u,2}) = 0,5$ K, e paralelo à parede, $\Delta(\Delta T_{u,2}) = 2,6$ K, ou seja, a variação do fator de ventilação da sala do fogo não resultou em variações expressivas no ΔT_u da sala adjacente. Ao avaliar o comportamento da sala do fogo, vide Figura 5.1a, observa-se que $\Delta T_{u,1} = 100,7$ K, considerando o fator de ventilação na sala do fogo de $2,64 \text{ m}^{5/2}$. Com a redução do fator de

ventilação para $1,97 \text{ m}^{5/2}$, obteve-se $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 12,7 \text{ K}$, e utilizando o menor fator de ventilação analisado na sala do fogo, igual a $1,31 \text{ m}^{5/2}$, obteve-se $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 32 \text{ K}$. Nas posições junto à parede, $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 27,4 \text{ K}$, e no canto da sala, $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 25,8 \text{ K}$, também foi observado um aumento na temperatura da camada de gás quente.

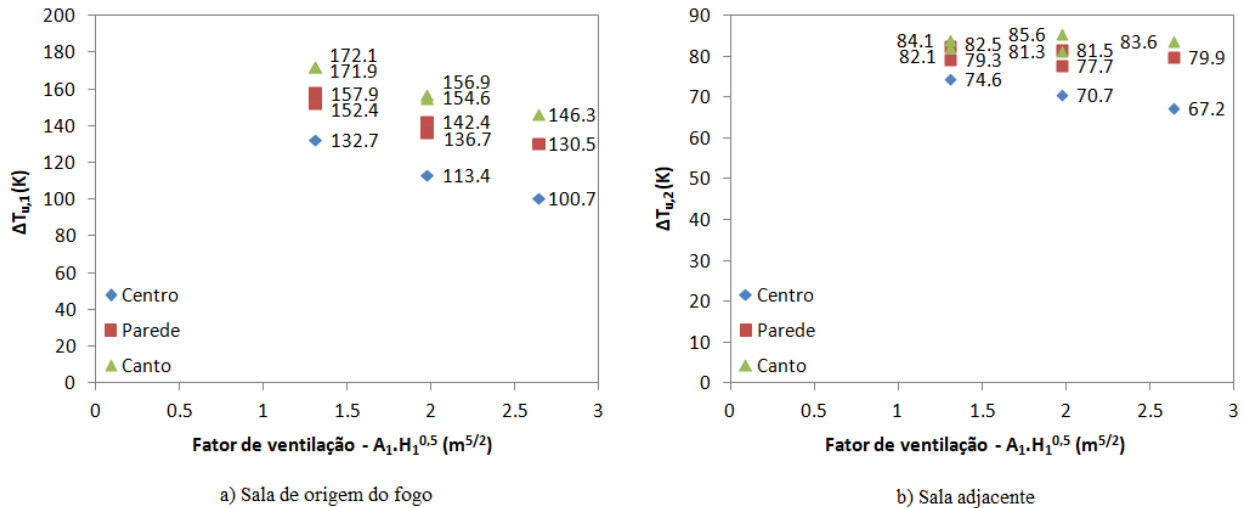


Figura 5.1 - Influência do fator de ventilação da sala do fogo no ΔT_u na a) sala do fogo e na b) sala adjacente, considerando as diferentes posições do incêndio no nível do solo

Complementando a análise anterior, na Figura 5.2 é apresentado o comportamento da dinâmica do incêndio em função da variação do fator de ventilação da sala do fogo ($A_1\sqrt{H_1}$) no campo de temperatura. Comparando a Figura 5.2c com a Figura 5.2a, observa-se que o aumento do fator de ventilação da sala do fogo resulta em diminuição na temperatura da camada de gás quente, comportamento que ficou evidente na análise da Figura 5.1. Isso ocorre devido ao aumento da área da abertura (porta), possibilitando uma maior vazão mássica através da abertura, o que resulta em uma maior quantidade de ar frio entrando na sala e sendo arrastado pela pluma, diminuindo assim, a temperatura da camada de gás quente. Também se pode observar que com a redução de $A_1\sqrt{H_1}$ há uma diminuição da altura de interface da sala do fogo (aumento da espessura da camada de gás quente), o que ocorre devido à diminuição da vazão mássica de fumaça para a sala adjacente em virtude da diminuição da área da abertura, resultando em um pequeno aumento da altura de interface da sala adjacente (diminuição da espessura). Esse comportamento pode ser confirmado pela avaliação da vazão mássica pela porta da sala do fogo, $\dot{m}_{g,1}$, sendo encontrados os seguintes valores de acordo com o fator de ventilação ($A_1\sqrt{H_1}$): a) $2,64 \text{ m}^{5/2}$: $\dot{m}_{g,1} = 0,69 \text{ kg/s}$, b) $1,97 \text{ m}^{5/2}$: $\dot{m}_{g,1} = 0,57 \text{ kg/s}$ e c) $1,31 \text{ m}^{5/2}$: $\dot{m}_{g,1} = 0,45 \text{ kg/s}$.

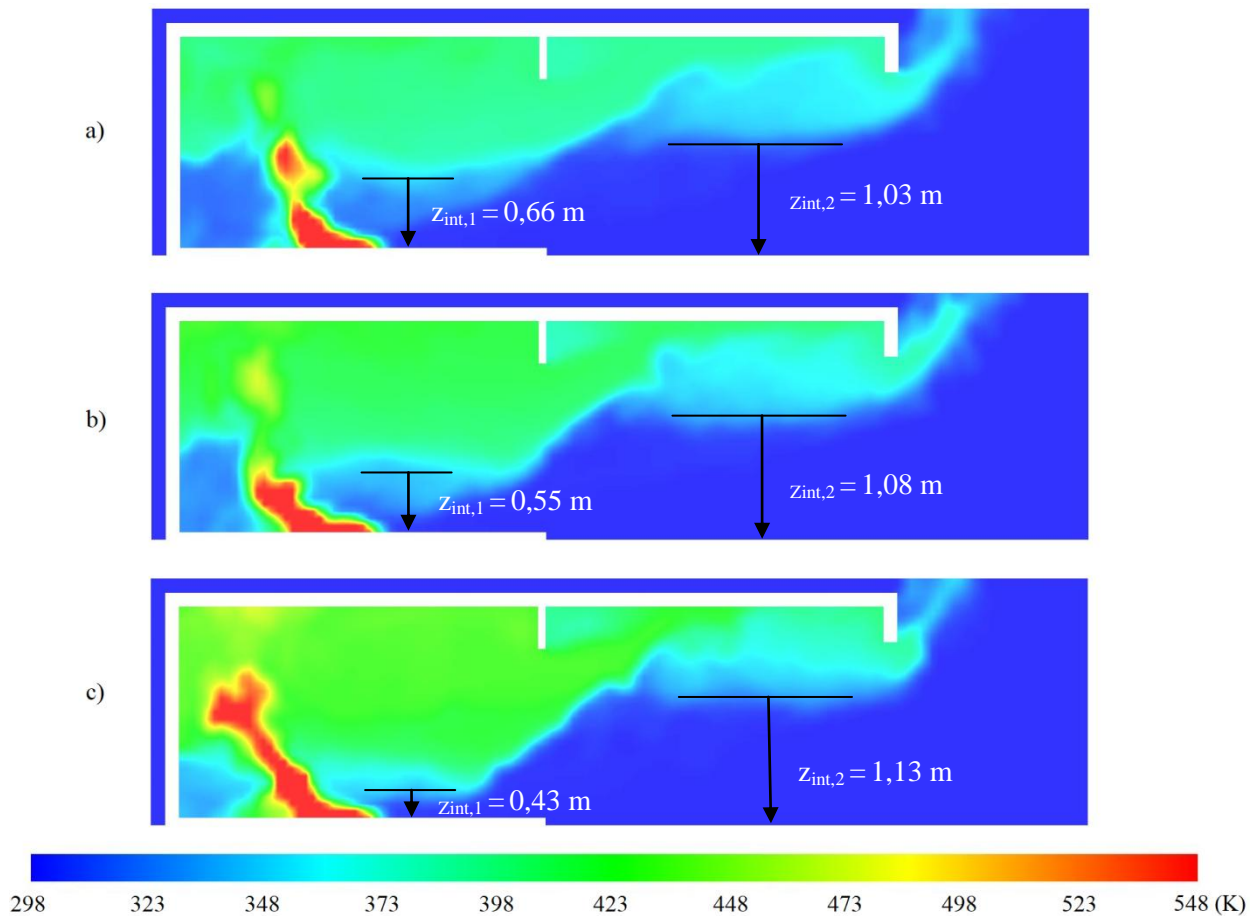


Figura 5.2 – Influência do fator de ventilação da sala do fogo no campo de temperaturas; a) $2,64 \text{ m}^{5/2}$, b) $1,97 \text{ m}^{5/2}$ e c) $1,31 \text{ m}^{5/2}$. Incêndio na posição central

A Figura 5.3 apresenta o ΔT_u obtido pela variação do fator de ventilação da sala adjacente. Analisando os resultados da sala adjacente, Figura 5.3b, observa-se um $\Delta T_{u,2} = 67,2 \text{ K}$, para um fator de ventilação da sala da adjacente de $4,35 \text{ m}^{5/2}$, ao diminuir o fator de ventilação para $2,15 \text{ m}^{5/2}$, obtém-se uma variação de $15,4 \text{ K}$ ($\Delta(\Delta T_{u,2}) = 15,4 \text{ K}$) em relação ao $\Delta T_{u,2}$, esse comportamento também é verificado para as posições no canto, $\Delta(\Delta T_{u,2}) = 12,8 \text{ K}$, e paralelo à parede, $\Delta(\Delta T_{u,2}) = 13,7 \text{ K}$.

Ao avaliar o comportamento da sala do fogo, Figura 5.3a, observou-se que $\Delta T_{u,1} = 100,7 \text{ K}$, considerando o fator de ventilação na sala adjacente igual a $4,35 \text{ m}^{5/2}$. Com a redução desse fator de ventilação para $2,87 \text{ m}^{5/2}$, obteve-se um $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 6,2 \text{ K}$, e com o menor fator de ventilação aplicado na sala adjacente, igual a $2,15 \text{ m}^{5/2}$, obteve-se que $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 16,9 \text{ K}$. Para o incêndio nas posições junto à parede, $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 13,9 \text{ K}$, e no canto da sala, $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 14 \text{ K}$, verificou-se o aumento na temperatura da camada de gás quente, comparando ΔT_u do maior e

menor fator de ventilação utilizado, semelhante à posição central, apresentando a mesma relação de proporção inversa entre ΔT_u e $A_2\sqrt{H_2}$.

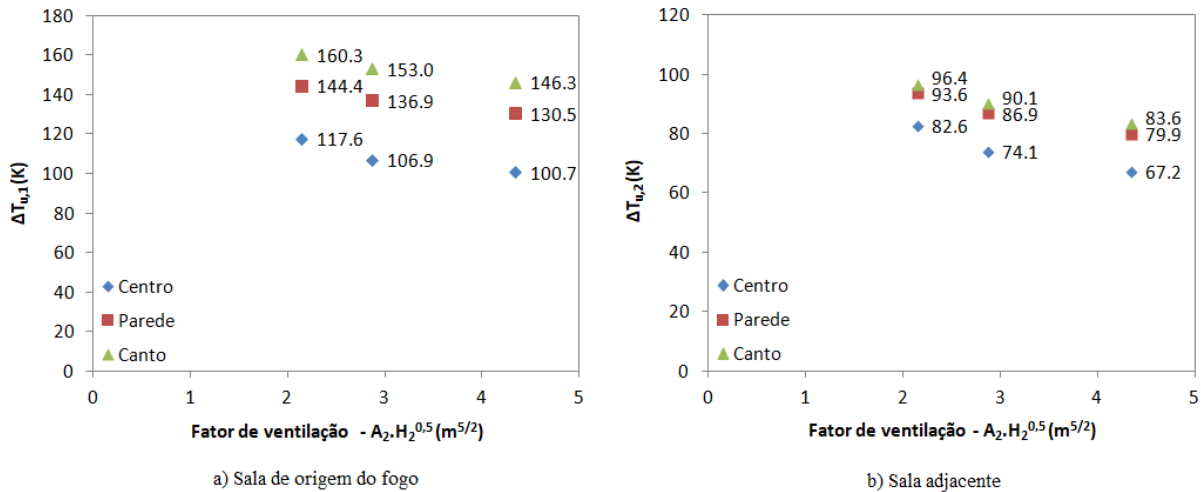


Figura 5.3 - Influência do fator de ventilação da sala adjacente no ΔT_u na a) sala do fogo e na b) sala adjacente, considerando as diferentes posições do incêndio no nível do solo

A Figura 5.4 apresenta o comportamento do campo de temperaturas de um incêndio em um multi compartimento, considerando a variação do fator de ventilação da sala adjacente ($A_2\sqrt{H_2}$). Analisando o seu comportamento, pode-se notar que a redução do fator de ventilação da sala adjacente resulta na diminuição da altura de interface da sala adjacente. Uma pequena redução na altura de interface da sala do fogo também é obtida, a qual, porém, não é perceptível através da imagem a) $z_{int,1} = 0,66$ m, b) $z_{int,1} = 0,63$ m e c) $z_{int,1} = 0,58$ m. Uma vez que a sala do fogo e a sala adjacente estão conectadas através de uma abertura e ocorre a redução da área da abertura que liga a sala adjacente ao ambiente externo, tem-se uma diminuição da vazão mássica de fumaça para fora dos compartimentos, o que leva a um maior acúmulo de fumaça dentro da estrutura, resultando na diminuição da altura de interface das salas. Com isso, a entrada de ar frio para as salas é reduzida, aumentando a temperatura da camada de gás frio, e consequentemente, aumentando a temperatura da camada de gás quente de ambas as salas.

A mudança no fator de ventilação das salas causa alterações na vazão mássica de ar para dentro do compartimento, uma vez que o ar é succionado para dentro do ambiente através das aberturas, o que pode vir a influenciar no comportamento e no desenvolvimento do incêndio. Assim, pode-se avaliar a influência da alteração do fator de ventilação de ambas as salas utilizando a razão de equivalência global (GER). A Figura 5.5 apresenta a variação da GER em

função da variação do fator de ventilação, para tornar mais evidente as alterações, além dos resultados para HRR igual a 86 kW, foram incluídos os valores obtidos para HRR de 342 kW.

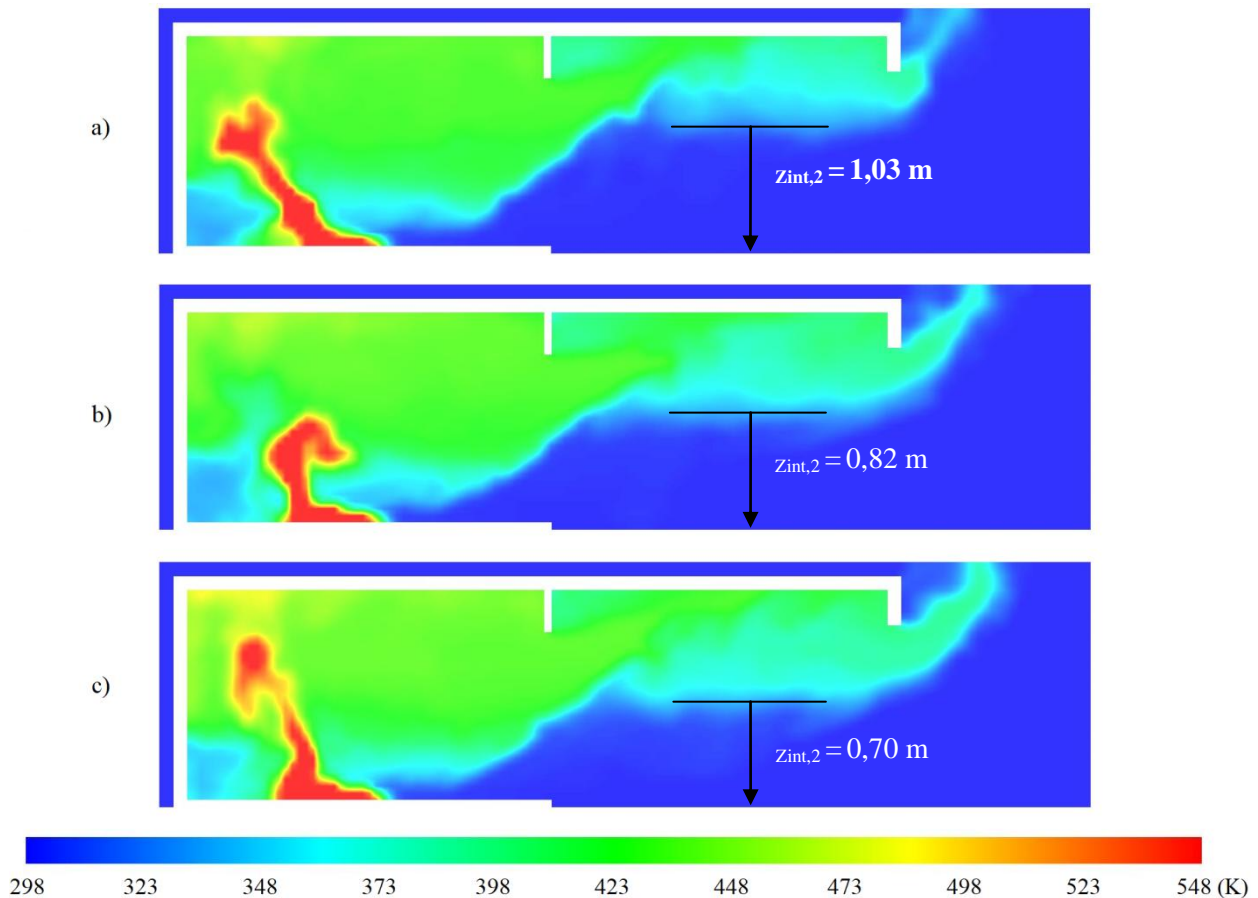


Figura 5.4 - Influência do fator de ventilação da sala adjacente no campo de temperaturas; a) $4,35 \text{ m}^{5/2}$, b) $2,87 \text{ m}^{5/2}$ e c) $2,15 \text{ m}^{5/2}$

Em uma primeira análise dos resultados apresentados na Figura 5.5, pode-se concluir que as configurações analisadas estão bem ventiladas ($GER < 1$), havendo oxigênio o suficiente para queimar o combustível (incêndio controlado pelo combustível). Em uma análise seguinte, é possível observar que tanto a mudança do fator de ventilação da sala de origem do fogo (Figura 5.5a), quanto a mudança do fator de ventilação da sala adjacente (Figura 5.5b), reduz a vazão mássica de ar para a sala do fogo, o que resulta no aumento da T_u , reforçando o comportamento descrito nesta seção.

Fica evidente o comportamento semelhante produzido pela alteração do fator de ventilação da sala do fogo e da sala adjacente na dinâmica do incêndio do multi compartimento, ambas possuindo uma relação inversamente proporcional entre ΔT_u e $A\sqrt{H}$. A principal diferença na

diminuição do fator de ventilação, além da diminuição de $A_1\sqrt{H_1}$ resultar em um $\Delta T_{u,1}$ maior, assim como a diminuição de $A_2\sqrt{H_2}$ resultar em um $\Delta T_{u,2}$ maior, são as mudanças que ocorrem na altura de interface de ambas as salas. A redução de $A_1\sqrt{H_1}$ leva a uma diminuição da altura de interface da sala do fogo e a um aumento da altura de interface da sala adjacente, enquanto a redução de $A_2\sqrt{H_2}$ resulta em uma diminuição da altura de interface de ambas as salas, como explicado anteriormente.

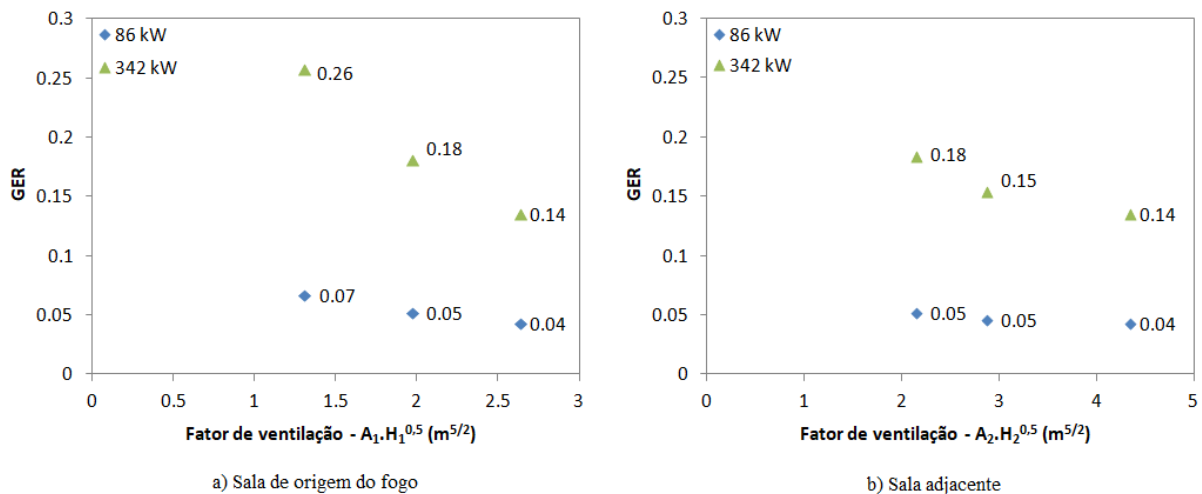


Figura 5.5 – Razão de equivalência global (GER) em função da alteração do fator de ventilação da a) sala de origem do fogo e da b) sala adjacente

5.2 A influência da posição do incêndio no nível do solo

Para analisar a influência da posição do incêndio na temperatura da camada de gás quente, posicionou-se a piscina de fogo no centro da sala (A), paralela a uma parede (B e D) e na interseção entre duas paredes (canto da sala, C e E), no nível do solo, como descrito no item 4.6 do presente trabalho. A Figura 5.6 apresenta os resultados do aumento da temperatura da camada de gás quente e da altura de interface da sala de origem do fogo para as 5 posições estudadas, considerando 3 valores de HRR utilizados neste trabalho (86 kW, 171 kW e 342 kW) e mantendo-se fixo o fator de ventilação na sala de origem do fogo ($A_1\sqrt{H_1} = 1,97 \text{ m}^{5/2}$) e na sala adjacente ($A_2\sqrt{H_2} = 4,35 \text{ m}^{5/2}$).

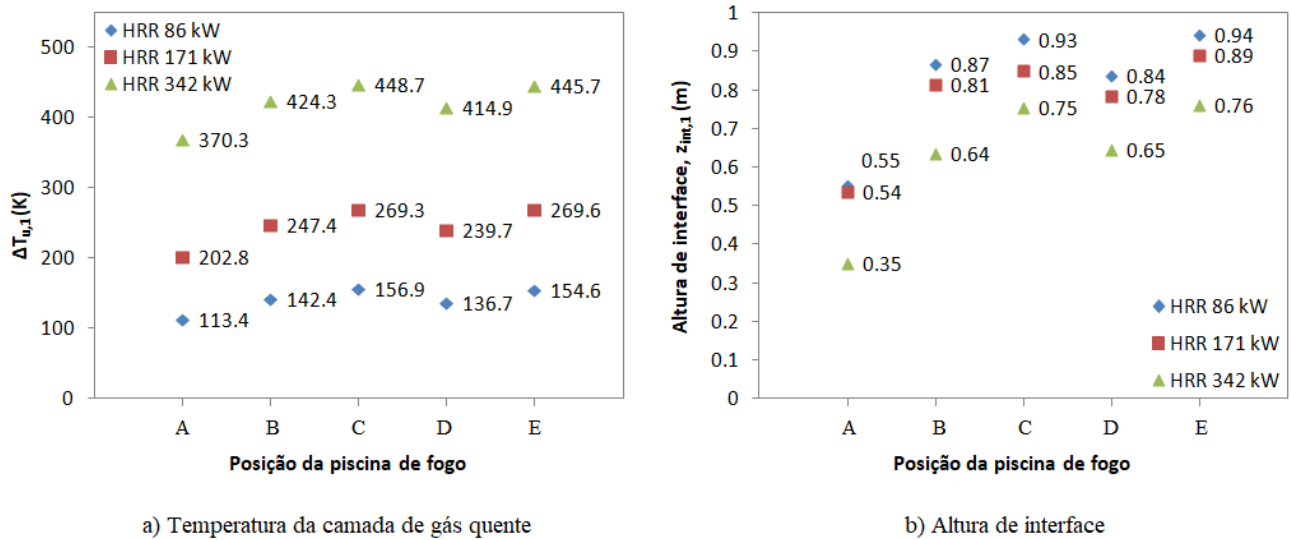


Figura 5.6 - Comparação do a) $\Delta T_{u,1}$ e da b) $z_{int,1}$ com a variação da posição do incêndio

Analisando os resultados obtidos na sala de origem do fogo, apresentados na Figura 5.6a, nota-se que para as posições análogas na parede (B e D) e no canto (C e E) tem-se o mesmo comportamento em ambos os cenários. Observando o cenário com HRR de 86 kW, nota-se que os maiores aumentos na temperatura da camada de gás quente foram obtidos quando a piscina de fogo foi posicionada nos cantos da sala, com aumentos de $(\Delta T_{u,1,C} - \Delta T_{u,1,A}) = 43,5$ K e $(\Delta T_{u,1,E} - \Delta T_{u,1,A}) = 41,2$ K em relação a posição central, sendo seguida pelas posições paralelas à parede, com aumentos de $(\Delta T_{u,1,B} - \Delta T_{u,1,A}) = 29$ K e $(\Delta T_{u,1,D} - \Delta T_{u,1,A}) = 23,3$ K, e por fim, pela posição central, para a qual se verificou um aumento em relação à temperatura ambiente de $\Delta T_{u,1,A} = 113,4$ K.

A Figura 5.6b apresenta a altura de interface de cada uma das posições avaliadas, assim como para a temperatura da camada de gás quente, as posições simétricas possuem um comportamento similar. Avaliando os resultados apresentados para HRR de 86 kW, fica nítido que a camada de fumaça é mais espessa quando a piscina de fogo está na posição central, $z_{int,1,A} = 0,55$ m. Além disso, ao se posicionar o incêndio próximo a uma obstrução (parede), a sua espessura diminui, $z_{int,1,B} = 0,87$ m e $z_{int,1,D} = 0,84$ m, chegando ao seu menor valor quando o incêndio é posicionado no canto da sala, obtendo-se $z_{int,1,C} = 0,93$ m e $z_{int,1,E} = 0,94$ m.

De acordo com Zukoski et al., 1981, durante um incêndio *pré-flashover* a taxa de produção de gases quentes e a sua temperatura dependerão fortemente do arrastamento de ar na pluma de fogo e na própria chama.

Segundo Beji e Merci, 2016, o conceito de reflexão de Milke e Mowrer indica que um incêndio posicionado próximo a uma parede pode ser tratado como um incêndio duas vezes maior com arrastamento de ar em metade do seu perímetro, e um incêndio posicionado no canto pode ser tratado como um incêndio quatro vezes maior com arrastamento de ar em apenas um quarto de seu perímetro.

Assim, esperava-se o comportamento apresentado na Figura 5.6, pois ao se limitar a quantidade de ar arrastado, tem-se como resultado o aumento na temperatura da camada de gás quente e uma diminuição do volume de fumaça, conforme explicado no item 2.2.4 do presente trabalho. A redução do volume de fumaça gerado leva a uma diminuição da altura de interface, como apresentado na Figura 5.6b, e conseqüentemente, a uma diminuição da vazão mássica da sala do fogo para a sala adjacente. Para confirmar o comportamento descrito, computou-se a vazão mássica de fumaça da sala do fogo para a sala adjacente, $\dot{m}_{g,1}$. Os seguintes valores para a $\dot{m}_{g,1}$, variando a posição do incêndio, foram encontrados para HRR de 86 kW: $\dot{m}_{g,1,A} = 0,57$ kg/s, $\dot{m}_{g,1,B} = 0,47$ kg/s, $\dot{m}_{g,1,C} = 0,44$ kg/s, $\dot{m}_{g,1,D} = 0,50$ kg/s e $\dot{m}_{g,1,E} = 0,47$ kg/s. Ao se analisar estes resultados, nota-se que há uma diminuição de $\dot{m}_{g,1}$ quando o arrastamento de ar é limitado pela presença de obstruções, reforçando assim, o comportamento descrito.

A Figura 5.7 mostra o comportamento da temperatura da camada de gás quente e da altura de interface na sala adjacente, considerando os mesmos cenários da Figura 5.6. Nota-se que ambos os parâmetros, temperatura da camada de gás quente e altura de interface, apresentam um comportamento similar ao da sala do fogo, porém, em uma menor escala. Esse comportamento era esperado, pois o aquecimento da sala adjacente ocorre, principalmente, devido ao transporte de calor realizado pela fumaça que escoar da sala do fogo para a sala adjacente.

Desta forma, avaliando os resultados para HRR de 86 kW, apresentados na Figura 5.7a, nota-se que o aumento da temperatura da camada de gás quente em relação à temperatura ambiente obtido foi de 70,7 K, $\Delta T_{u,2,A} = 70,7$ K. O aumento das demais posições em relação à posição central foi de: $(\Delta T_{u,2,B} - \Delta T_{u,2,A}) = 10,8$ K, $(\Delta T_{u,2,D} - \Delta T_{u,2,A}) = 14,9$ K, $(\Delta T_{u,2,C} - \Delta T_{u,2,A}) = 7$ K e $(\Delta T_{u,2,E} - \Delta T_{u,2,A}) = 10,6$ K. Assim, fica evidente que há um aumento da temperatura da camada de gás quente na sala adjacente em função da restrição do arrastamento de ar imposto pelas obstruções, porém, de menor intensidade quando comparadas as variações de temperatura da camada de gás quente obtidas na sala do fogo. Ao se analisar a altura de interface na sala adjacente, Figura 5.7b, observa-se um comportamento semelhante, no qual a altura de interface para o incêndio posicionado na posição central foi de 1,08 m, $z_{int,2,A} = 1,08$ m. Quando

posicionado próximo a uma obstrução (parede) a altura obtida aumentou, $z_{int,2,B} = 1,22$ m e $z_{int,2,D} = 1,19$ m. O maior valor foi obtido quando o incêndio foi posicionado no canto da sala, $z_{int,2,C} = 1,29$ m e $z_{int,2,D} = 1,25$ m.

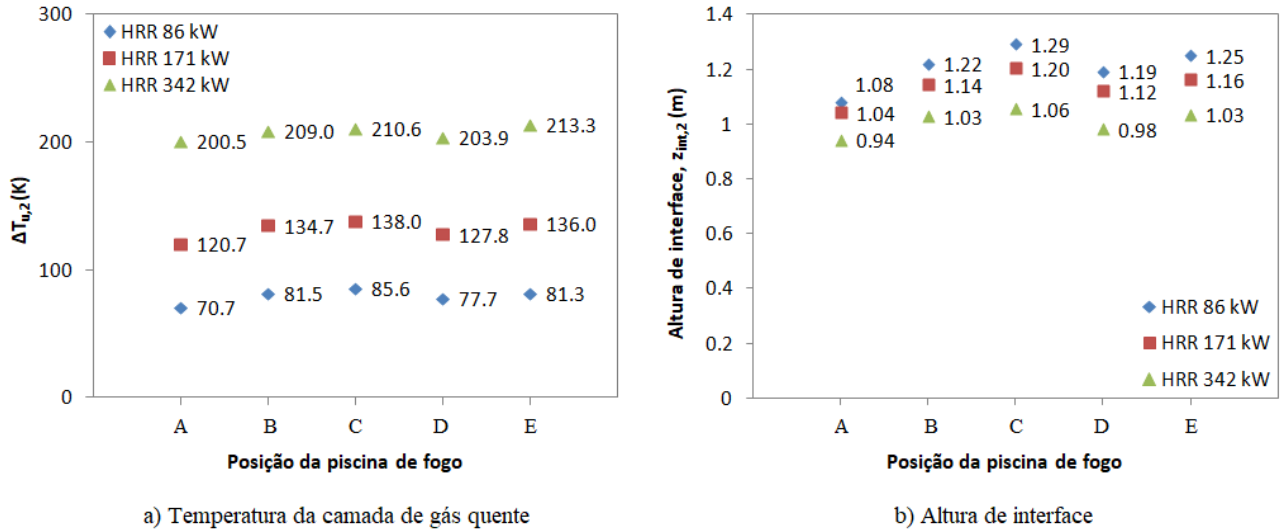


Figura 5.7 - Comparação do a) $\Delta T_{u,2}$ e b) $z_{int,2}$ em função da variação da posição do incêndio

Como já mencionado, a presença de obstruções diminui o arrastamento de ar pela pluma, resultando no aumento da T_u , além de haver uma redução no volume de fumaça gerado. Visto que, o aquecimento da sala adjacente ocorre, principalmente, pela presença da camada de gás quente e as trocas térmicas realizadas entre ela e o ambiente. Fica evidente que ao se diminuir o volume/espessura dessa camada na sala adjacente pela posição do incêndio (canto ou paralelo à parede), obter-se-á um baixo aumento na temperatura da camada de gás quente em relação ao incêndio na posição central, mesmo que a fumaça escoando da sala do fogo para a sala adjacente tenha uma temperatura maior em relação à da posição central do incêndio, podendo inclusive, obter temperaturas menores em relação à posição central dependendo das condições e configurações do problema.

5.3 A influência da elevação da posição do incêndio

Na análise da influência da elevação do incêndio foram consideradas três alturas distintas ($z_0 = 0$ m (no solo), $z_1 = 0,567$ m e $z_2 = 1,133$ m), considerando que Lemmertz, 2019, encontrou uma dependência quase linear na análise deste parâmetro. Estas alturas foram simuladas para as

posições no canto (C e E), junto à parede (B e D) e no centro da sala (A), conforme descrito na seção 4.6.

A influência da elevação do incêndio na temperatura da camada de gás quente na sala do fogo, para as posições estudadas, é apresentada na Figura 5.8. Observa-se que ambas as posições (A, B e C) possuem um comportamento semelhante, no qual, a elevação do incêndio resulta em um aumento na temperatura da camada de gás quente. Assim, considerando o incêndio posicionado no centro da sala no nível do solo, com HRR igual a 86 kW, Figura 5.8a, observa-se um aumento na temperatura da camada de gás quente de 113,4 K ($\Delta T_{u,1,A,Z0} = 113,4$ K). Ao se elevar o incêndio em 0,567 m obteve-se um aumento de $(\Delta T_{u,1,A,Z0} - \Delta T_{u,1,A,Z1}) = 45,4$ K, em relação a posição no nível do solo, e ao se posicionar o incêndio na posição mais elevada, 1,133 m, obteve-se um aumento de $(\Delta T_{u,1,A,Z0} - \Delta T_{u,1,A,Z2}) = 97,7$ K, em relação a posição no nível do solo. A mesma análise pode ser realizada considerando a posição junto à parede (Figura 5.8b): $\Delta T_{u,1,B,Z0} = 142,4$ K, $(\Delta T_{u,1,B,Z0} - \Delta T_{u,1,B,Z1}) = 16,2$ K e $(\Delta T_{u,1,B,Z0} - \Delta T_{u,1,B,Z2}) = 67,5$ K; e no canto da sala (Figura 5.8c): $\Delta T_{u,1,C,Z0} = 156,9$ K, $(\Delta T_{u,1,C,Z0} - \Delta T_{u,1,C,Z1}) = 18,4$ K e $(\Delta T_{u,1,C,Z0} - \Delta T_{u,1,C,Z2}) = 59,5$ K. Esse comportamento pode ser explicado pela redução do arrastamento de ar pela pluma/chama, conforme o incêndio é elevado. Ele fica mais próximo da interface da camada de gás quente, reduzindo assim a área de arrastamento de ar e, conseqüentemente, diminuindo o volume de fumaça e aumentando a temperatura da camada de gás quente. Para os incêndios posicionados paralelos à parede ou nos cantos, nota-se uma menor influência da elevação do incêndio devido a estes já possuírem uma restrição de arrastamento de ar prévia imposta pela presença de obstruções (paredes). Assim, indo de encontro aos resultados obtidos por Lemmertz, 2019.

A Figura 5.9 mostra a influência da elevação do incêndio na sala adjacente. Como explicado anteriormente, a sala adjacente é aquecida, principalmente, pelo calor transportado pela camada de fumaça, logo a sua temperatura é influenciada pelo volume de fumaça que escoou da sala do fogo para ela, além de sua temperatura. Assim, avaliando-se os resultados apresentados para o cenário com HRR de 86 kW, com o incêndio posicionado no centro da sala no nível do solo (Figura 5.10a), observou-se um aumento na temperatura da camada de gás quente da sala adjacente de 70,7 K ($\Delta T_{u,2,A,Z0} = 70,7$ K). Ao se elevar o incêndio em 0,567 m obteve-se um aumento de $(\Delta T_{u,2,A,Z0} - \Delta T_{u,2,A,Z1}) = 17,4$ K em relação à posição no nível do solo, e ao posicionar o incêndio na posição mais elevada, 1,133 m, obteve-se um aumento de $(\Delta T_{u,2,A,Z0} - \Delta T_{u,2,A,Z2}) = 21,8$ K em relação à posição no nível do solo. A mesma análise pode ser realizada

considerando a posição junto à parede (Figura 5.9b): $\Delta T_{u,2,B,Z0} = 81,5$ K, $(\Delta T_{u,2,B,Z0} - \Delta T_{u,2,B,Z1}) = 3,2$ K e $(\Delta T_{u,2,B,Z0} - \Delta T_{u,2,B,Z2}) = 10,2$ K; e no canto da sala (Figura 5.9c): $\Delta T_{u,2,C,Z0} = 85,6$ K, $(\Delta T_{u,2,C,Z0} - \Delta T_{u,2,C,Z1}) = 3,4$ K e $(\Delta T_{u,2,C,Z0} - \Delta T_{u,2,C,Z2}) = 5,9$ K. Assim, é possível observar que há um aumento de temperatura quando a piscina de fogo que está posicionada no centro da sala é elevada. Porém, ao se considerar as posições no canto e na parede, notam-se apenas pequenas variações na temperatura da camada de gás quente.

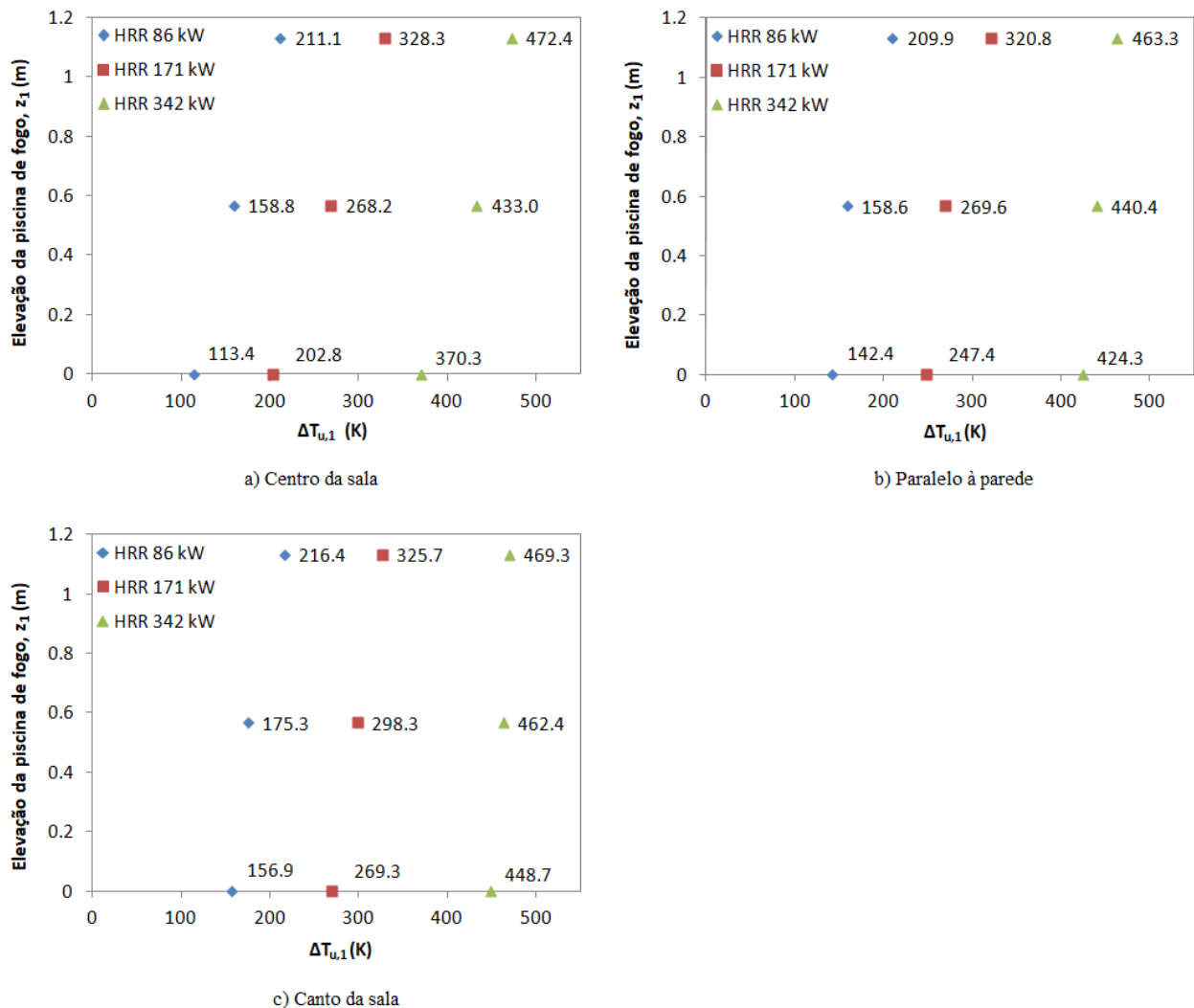


Figura 5.8 - A influência da elevação do incêndio no ΔT_u na sala do fogo para a piscina de fogo posicionada no a) centro da sala, b) paralelo à parede e no c) canto da sala

Desta forma, fica claro que a elevação tem uma maior influência nos incêndios posicionados no centro da sala, sendo seguida pela posição paralela à parede, e por fim, pela posição no canto. Como citado anteriormente, esse comportamento ocorre devido à redução do

arrastamento de ar, que, de forma geral, possui um comportamento similar às restrições impostas pela presença de obstruções. Conforme o incêndio é elevado, ele fica mais próximo da interface da camada de gás quente, de forma que a chama e a pluma podem ficar imersas (de forma total ou parcial, dependendo da altura em que o incêndio se encontra) na camada de gás quente, logo menos ar irá atingir a chama/pluma, reduzindo assim, a área de arrastamento de ar, e conseqüentemente, diminuindo o volume de fumaça e aumentando a temperatura da camada de gás quente. Para os incêndios posicionados paralelos à parede ou nos cantos, nota-se uma menor influência da elevação do incêndio devido a estes já possuírem uma restrição de arrastamento de ar prévia, imposta pela presença de obstruções (paredes).

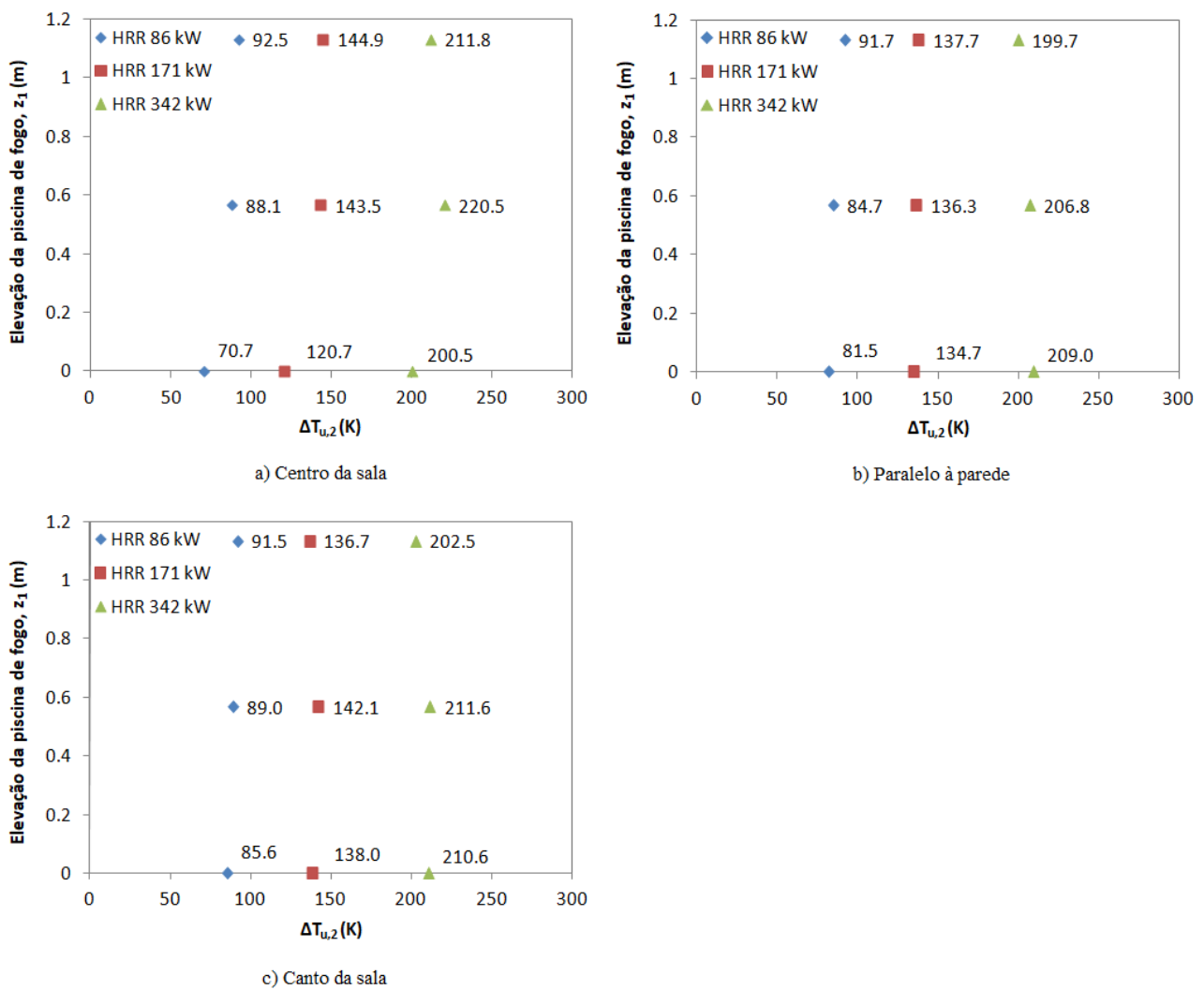


Figura 5.9 - A influência da elevação do incêndio no ΔT_u na sala adjacente para a piscina de fogo posicionada no a) centro da sala, b) paralelo a parede e no c) canto da sala

Para confirmar esta hipótese pode-se verificar a altura de interface para cada posição do cenário previamente analisado. A Figura 5.10 mostra os valores da altura de interface para cada uma das posições na sala do fogo (Figura 5.10a) e a para a sala adjacente (Figura 5.10b).

Avaliando-se os resultados obtidos para a posição central (A) na sala do fogo, nota-se um aumento na altura de interface, a qual valia, para o incêndio no nível do solo, $z_{int,1,A,Z0} = 0,55$ m e, após a elevação da altura do incêndio, 0,567 m, com este valor aumentando para $z_{int,1,A,Z1} = 0,96$ m, na altura máxima do incêndio (1,133 m) chegando a $z_{int,1,A,Z2} = 1,20$ m. Ao se comparar as mesmas situações, considerando a posição no canto da sala (C), $z_{int,1,C,Z0} = 0,93$ m, $z_{int,1,C,Z1} = 1,03$ m e $z_{int,1,C,Z2} = 1,18$ m, observam-se variações menores, reforçando o comportamento descrito anteriormente. Estendendo esta análise para a sala adjacente, observa-se o mesmo comportamento para a posição central (A), possuindo no nível do solo uma $z_{int,2,A,Z0} = 1,08$ m e ao posicionar o incêndio na altura máxima uma $z_{int,2,A,Z2} = 1,35$ m. Considerando o incêndio posicionado no canto da sala (C), nota-se praticamente o mesmo valor da altura de interface para as três alturas, $z_{int,2,C} \approx 1,3$ m, reforçando assim, o motivo da baixa variação da temperatura nessa posição.

A Figura 5.11 ilustra o comportamento descrito anteriormente através das alterações que ocorrem no campo de temperaturas com a elevação do incêndio, o qual está posicionado no centro da sala. Como pode ser observado, ao se elevar a posição do incêndio, ocorre uma redução da distância entre ele e a camada de gás quente, reduzindo assim, a área de arrastamento de ar, o que leva a um aumento na temperatura da camada de gás quente e uma diminuição da sua espessura.

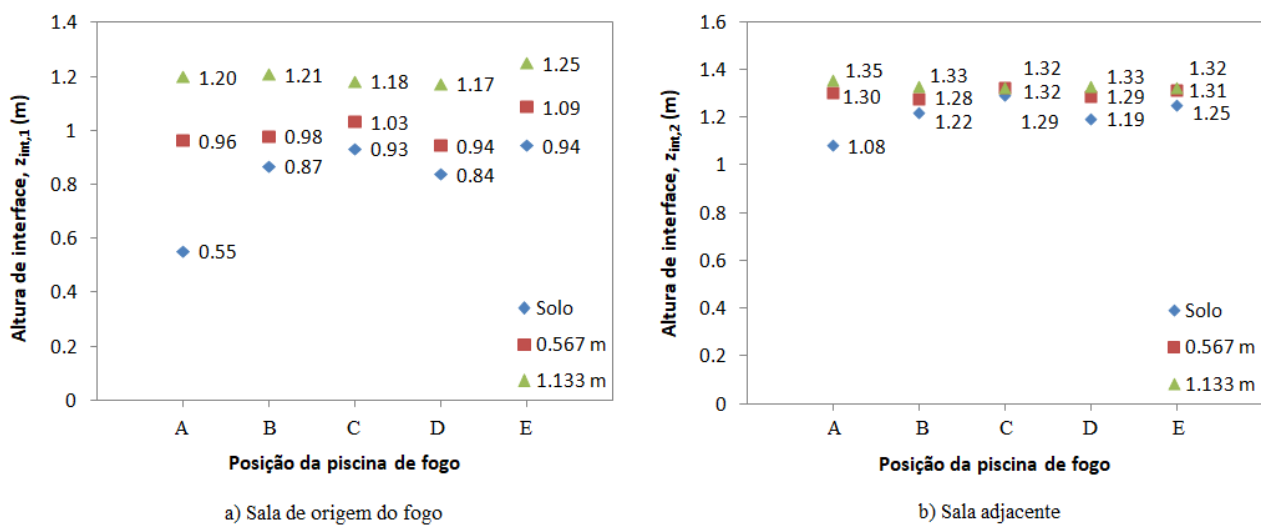


Figura 5.10 - Variação da altura de interface na a) sala de origem do fogo e na b) sala adjacente em função da elevação da piscina de fogo para o cenário com HRR de 86 kW

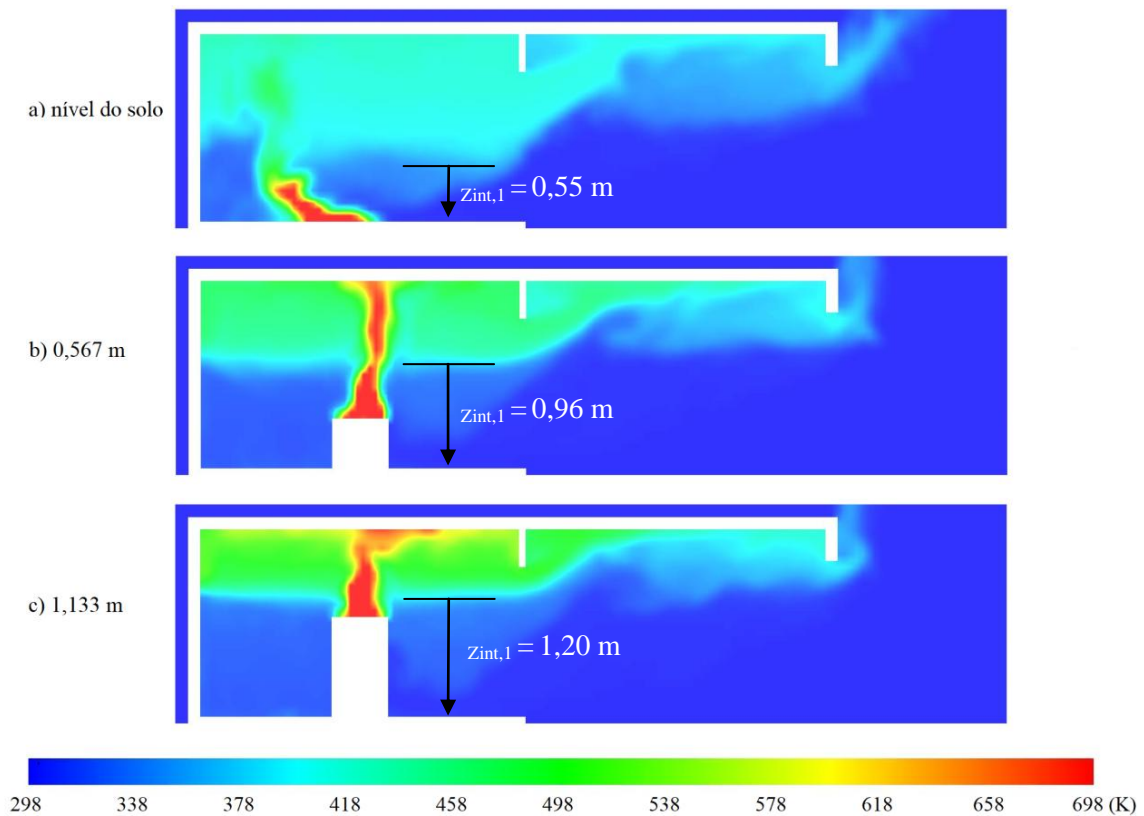


Figura 5.11 - Alterações na dinâmica do incêndio em função da elevação da piscina de fogo

5.4 A influência da taxa de liberação de calor (HRR)

A influência da HRR na temperatura da camada de gás quente foi analisada considerando HRR igual a 86 kW, 171 kW e 342 kW. Foram utilizados os resultados numéricos obtidos a partir de uma mesma configuração experimental, ou seja, os fatores de ventilação da sala de origem do fogo ($A_1\sqrt{H_1} = 1,97 \text{ m}^{5/2}$) e da sala adjacente ($A_2\sqrt{H_2} = 4,35 \text{ m}^{5/2}$) foram fixados em uma mesma relação e as piscinas de fogo foram mantidas no nível do solo. Foram consideradas as posições no centro (A), paralela à parede (B), e no canto da sala (C), as quais são alvos de estudo do presente trabalho.

Os resultados apresentados na Figura 5.12 mostram o aumento da temperatura da camada de gás quente para as posições estudadas neste trabalho, na sala de origem do fogo (Figura 5.12a) e na sala adjacente (Figura 5.12b).

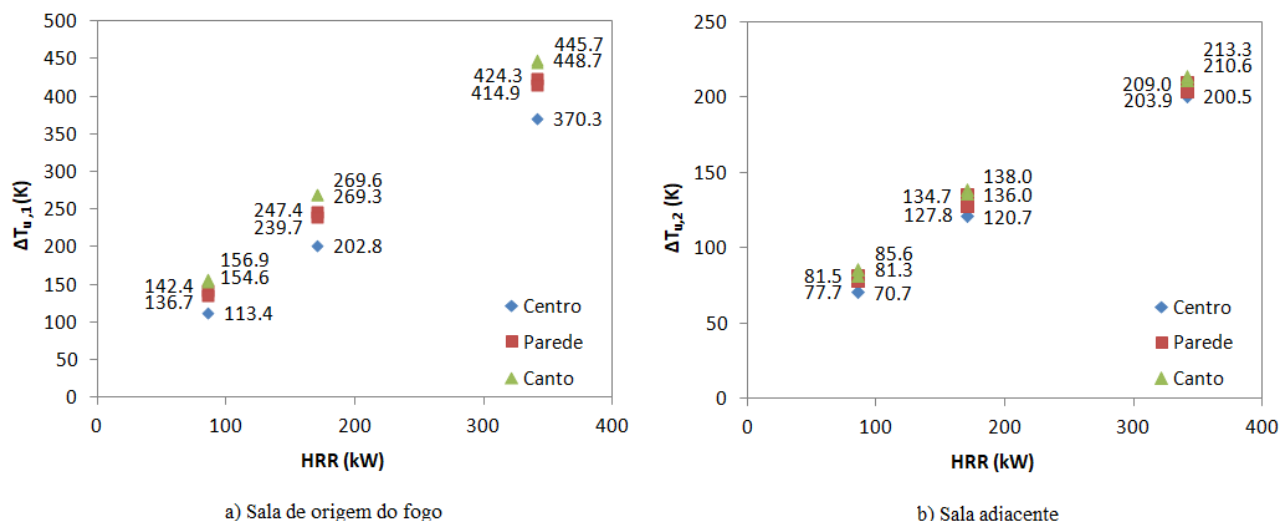


Figura 5.12 - Variação do ΔT_u na a) sala de origem do fogo e na b) sala adjacente em função do aumento da HRR

Avaliando-se os resultados apresentados na Figura 5.12a, observa-se que o aumento da temperatura na sala do fogo, considerando a posição central A, foi $\Delta T_{u,1} = 113,4$ K em relação à temperatura ambiente para HRR igual a 86 kW. Aumentando-se HRR para 171 kW, tem-se um aumento de $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 89,4$ K, e para HRR de 342 kW o aumento de $\Delta(\Delta T_{u,1}) = 256,9$ K foi obtido, ambos em relação ao caso com HRR de 86 kW. Estendendo-se esta análise para a sala adjacente, observa-se que o aumento da temperatura da camada de gás quente, considerando a posição central A, foi de $\Delta T_{u,2} = 70,7$ K em relação à temperatura ambiente para HRR de 86 kW. Aumentando-se HRR para 171 kW, tem-se um aumento de $\Delta(\Delta T_{u,2}) = 50$ K, e para HRR de 342 kW um aumento de $\Delta(\Delta T_{u,2}) = 129,8$ K foi obtido, ambos em relação ao caso com HRR de 86 kW. Ao se avaliar a posição paralela à parede e no canto da sala, nota-se o mesmo comportamento.

Como pode ser observado, quanto maior o valor de HRR, mais alta é a temperatura da camada de gás quente. Isso ocorreu para todos os cenários analisados, tanto na sala de origem do fogo como na sala adjacente. De acordo com Drysdale, 2011, a taxa na qual a energia é liberada em um incêndio é o fator individual mais importante que caracteriza o seu comportamento.

A Figura 5.13 apresenta a variação do campo de temperaturas obtido com o aumento de HRR. Fica nítido que ao se aumentar HRR tem-se um aumento na temperatura, tanto na sala de origem do fogo quanto na sala adjacente, e conseqüentemente uma maior temperatura da camada de fumaça de ambas as salas.

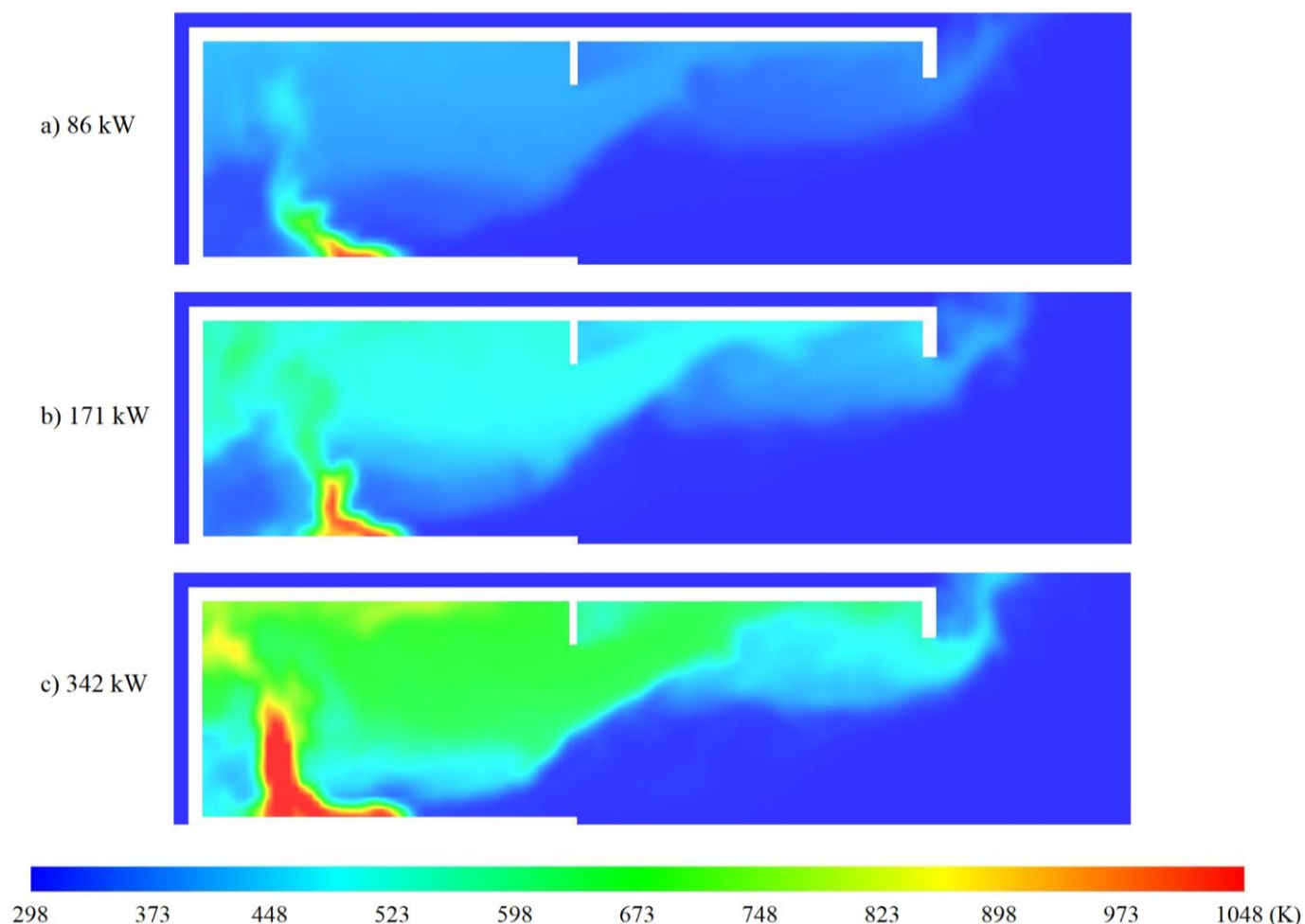


Figura 5.13 – Alterações no campo de temperaturas em razão do aumento da HRR

5.5 Modelos de engenharia para predição do ΔT_u

A partir da análise realizada anteriormente, pode-se perceber a influência da localização da piscina de fogo e de parâmetros importantes, como o HRR e o fator de ventilação, na dinâmica do incêndio em um compartimento. A restrição do ar arrastado pela pluma, imposta pela presença de objetos (móveis) ou paredes, assim como, a elevação do incêndio, resulta em um aumento da temperatura da camada de gás quente na sala de origem fogo e na sala adjacente.

Existem diversos modelos de engenharia disponíveis para a previsão do aumento da temperatura da camada de gás quente de compartimentos para diferentes condições. Os métodos utilizados no presente trabalho, descritos na seção 2.4, procuram predizer este aumento na temperatura da camada de gás quente da sala do fogo e da sala adjacente, levando em conta a posição do incêndio ou não. Assim, buscou-se verificar inicialmente, a precisão dos métodos em

prever a temperatura da camada de gás quente, comparando suas previsões com os resultados numéricos gerados utilizando o FDS.

5.5.1 Avaliação de modelos de engenharia disponíveis na literatura para predição do $\Delta T_{u,1}$ na sala de origem do fogo

A Figura 5.14 mostra a comparação dos métodos de previsão do $\Delta T_{u,1}$ considerando o incêndio posicionado no centro da sala no nível do solo, Figura 5.14a, e sua elevação, Figura 5.14b. Os métodos MQH e Balanço de Energia não possuem correções para incluir a elevação do incêndio. Em ambos os gráficos, as linhas tracejadas denotam um desvio de 10% e a linha contínua representa uma perfeita concordância entre a predição realizada com os modelos de engenharia (eixo Y) e os resultados numéricos (eixo X).

Avaliando os resultados apresentados na Figura 5.14a, nota-se que a predição realizada pelo Método do Balanço de Energia, utilizando o modelo de pluma de Heskestad, fornece os melhores resultados, apresentando desvios de aproximadamente 10%. O ponto com desvio superior a 10% é caracterizado por uma abertura grande na sala do fogo e uma pequena na sala adjacente, além de HRR igual a 342 kW, fazendo assim, com que menos ar frio entre no compartimento, elevando a sua temperatura e afetando a previsão do Método do Balanço de Energia.

O Método MQH geralmente superestima o aumento da temperatura da camada de gás quente e a correlação proposta por Lemmertz, 2019, usualmente subestima o $\Delta T_{u,1}$. Analisando os resultados da correlação proposta por Lemmertz, 2019, para a elevação do incêndio posicionado no centro da sala, Figura 5.14b, nota-se que os resultados da correlação possuem desvios próximos a 10%.

A Figura 5.15 mostra a comparação das previsões do $\Delta T_{u,1}$ dos modelos de engenharia com os resultados numéricos, considerando o fogo posicionado paralelo à parede e no canto da sala, além de suas respectivas elevações. Assim, como para a posição central, os Métodos MQH e Balanço de Energia não possuem correções para incluir a elevação do incêndio. Em ambos os gráficos, as linhas tracejadas denotam um desvio de 10% e a linha contínua representa uma perfeita concordância entre a predição realizada com os modelos de engenharia (eixo Y) e os resultados numéricos (eixo X).

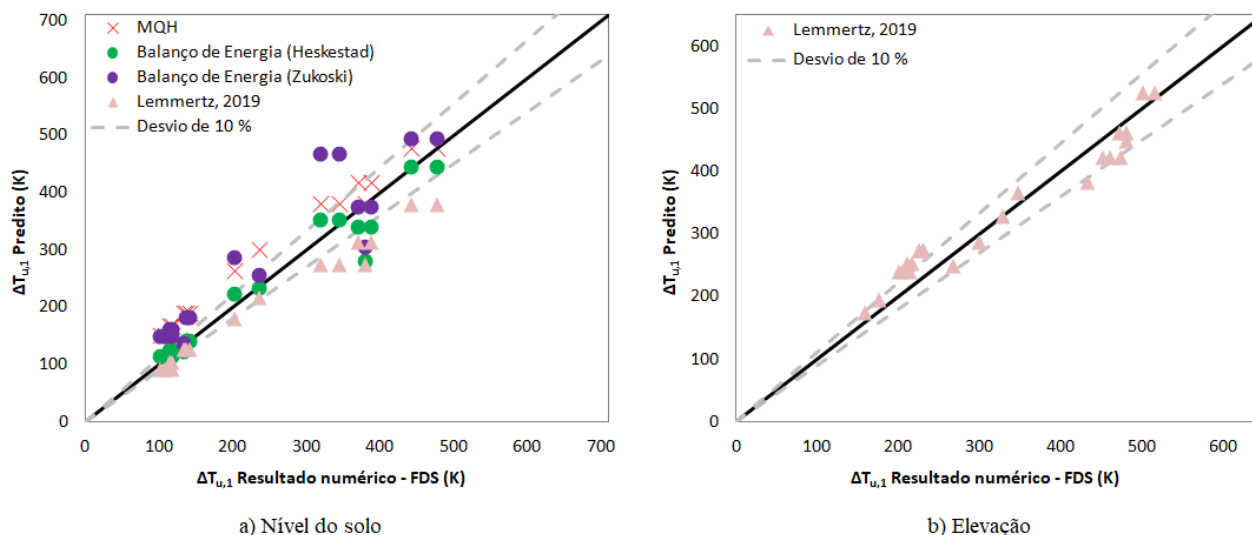


Figura 5.14 - Comparação dos métodos de previsão do $\Delta T_{u,1}$ considerando o incêndio posicionado no a) centro da sala no nível do solo, e a sua b) elevação

Avaliando-se os resultados da Figura 5.15a e Figura 5.15c nota-se que a predição do $\Delta T_{u,1}$ das correlações propostas Lemmertz, 2019, para as posições paralelas à parede e no canto da sala, ambas no nível do solo, apresentaram uma boa concordância com os resultados numéricos, com desvios de aproximadamente 10%. O mesmo pode ser dito a respeito da predição do aumento da temperatura da camada de gás quente em função da elevação de suas respectivas posições, apresentadas na Figura 5.15b e Figura 5.15d.

A utilização dos fatores de correção para o Método MQH e a utilização de outro modelo de pluma ou a aproximação através de um fator de arrastamento no Método do Balanço de Energia, como meio de aproximar e prever o aumento da temperatura da camada de gás quente para as suas respectivas posições (parede e canto), apresentaram desvios superiores a 10%.

No presente trabalho, para o incêndio posicionado no centro da sala, o Método do Balanço de Energia, utilizando o modelo de pluma de Heskestad, apresentou os melhores resultados. Ao considerar o incêndio posicionado junto à parede ou no canto da sala, além da elevação do incêndio nas três posicionais analisadas (centro, parede e canto), as predições obtidas através das correlações de Lemmertz, 2019, apresentaram uma boa concordância com os resultados numéricos.

Desta forma, pode-se verificar que os modelos de engenharia disponíveis predizem, com uma boa precisão, os resultados numéricos obtidos para o aumento da temperatura da camada de gás quente na sala do fogo, não havendo a necessidade de realizar um novo ajuste de curva para as posições analisadas.

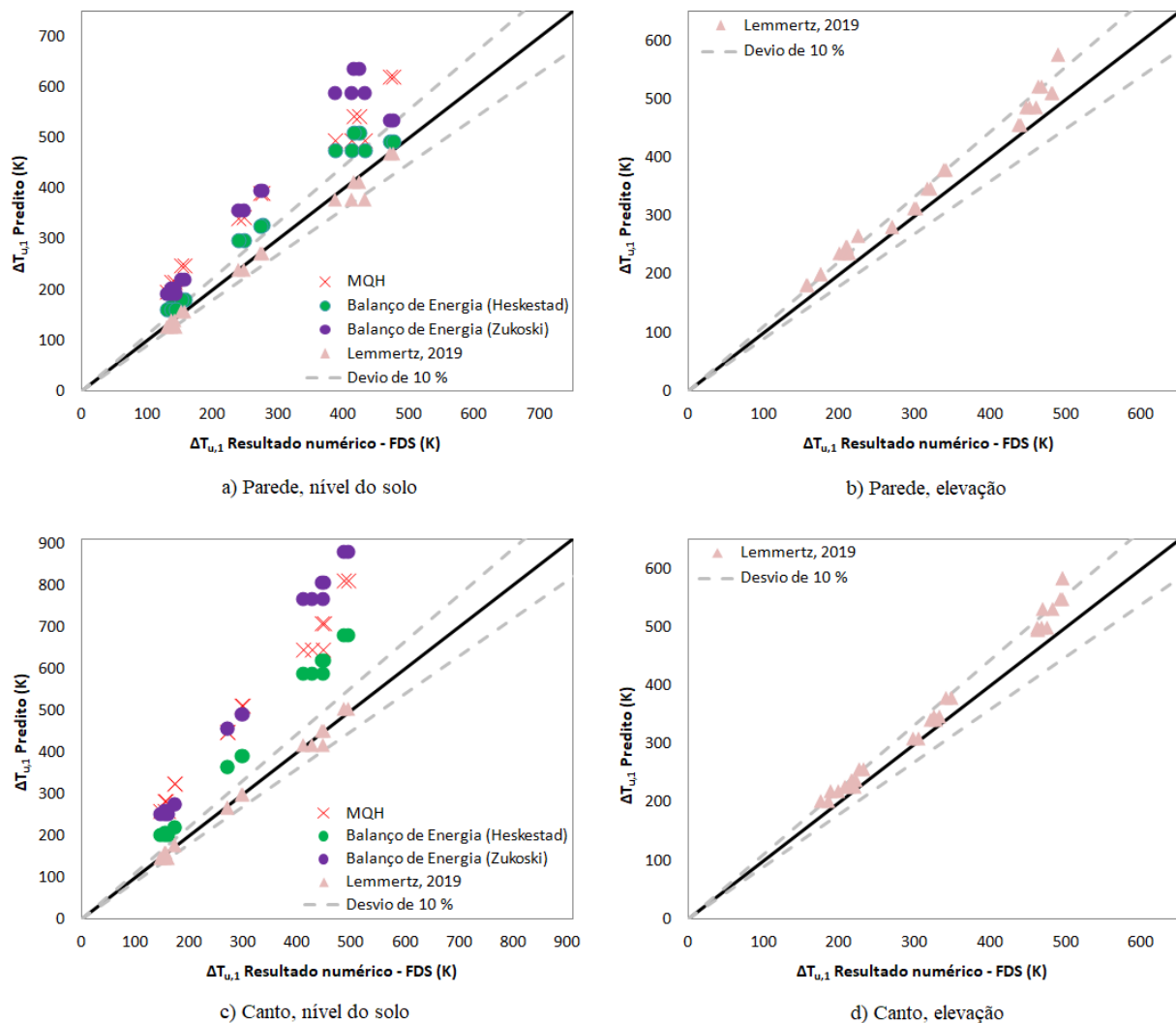


Figura 5.15 - Comparação dos métodos de previsão do $\Delta T_{u,1}$ considerando o incêndio posicionado a) paralelo à parede no nível do solo, e sua b) elevação, c) no canto da sala no nível do solo e sua d) elevação

5.5.2 Avaliação de modelos de engenharia disponíveis na literatura para previsão do ΔT_u na sala adjacente

Como visto anteriormente, a temperatura da camada de gás da sala adjacente não sofre alteração de mesma intensidade como a da sala do fogo, porém, há uma elevação em função da variação horizontal ou vertical do incêndio, além da variação da HRR e do fator de ventilação das salas.

Assim, o Método do Balanço de Energia e a correlação desenvolvida por Johansson e Van Hees, 2012, que são destinadas à previsão do aumento da temperatura da camada de gás quente da

sala adjacente, foram aplicadas a fim de verificar a precisão de suas predições. A correlação desenvolvida por Johansson e Van Hees, 2012, é aplicável a estruturas nas quais as salas são feitas de um mesmo material e com a mesma espessura, o que não é usual. Assim, para fins de comparação, aplicou-se o método considerando o coeficiente de transferência de calor da sala de origem do fogo, $h_{k,1}$, uma vez que as salas do caso experimental adotado no presente trabalho não se enquadram nessa limitação. A correlação de Johansson e Van Hees, 2012, não possui ajustes para a posição do incêndio e ambos os métodos não possuem ajustes para considerar a elevação do incêndio.

A Figura 5.16 apresenta a comparação entre os valores preditos utilizando o Método do Balanço de Energia, com os modelos de pluma de Heskestad e Zukoski, e a correlação desenvolvida por Johansson e Van Hees, 2012, com os resultados numéricos, considerando o incêndio posicionado no centro (Figura 5.16a), junto à parede (Figura 5.16b) e no canto da sala (Figura 5.16c), mantendo-se o incêndio no nível do solo. Em ambos os gráficos, as linhas tracejadas denotam um desvio de 10% e a linha contínua representa uma perfeita concordância entre a predição realizada com os modelos de engenharia (eixo Y) e os resultados numéricos (eixo X).

Analisando-se os resultados obtidos para o incêndio posicionado no centro da sala (Figura 5.16a), nota-se que a correlação desenvolvida por Johansson e Van Hees, 2012, obteve os melhores resultados em comparação ao Método do Balanço de Energia, porém apresentando desvios superiores a 10%. Considerando a posição junto à parede (Figura 5.16b) e no canto da sala (Figura 5.16c), percebe-se que o Método do Balanço de Energia apresenta grandes discrepâncias em relação aos resultados numéricos. Os desvios do Método do Balanço de Energia podem estar relacionados ao ajuste da Equação 2.9 e da Equação 2.10, que foram desenvolvidas para uma única sala, além dos desvios dos modelos de pluma utilizados. Assim, com base nestes resultados, optou-se pelo desenvolvimento de três novas correlações, uma para cada posição, além dos respectivos ajustes para a elevação do incêndio.

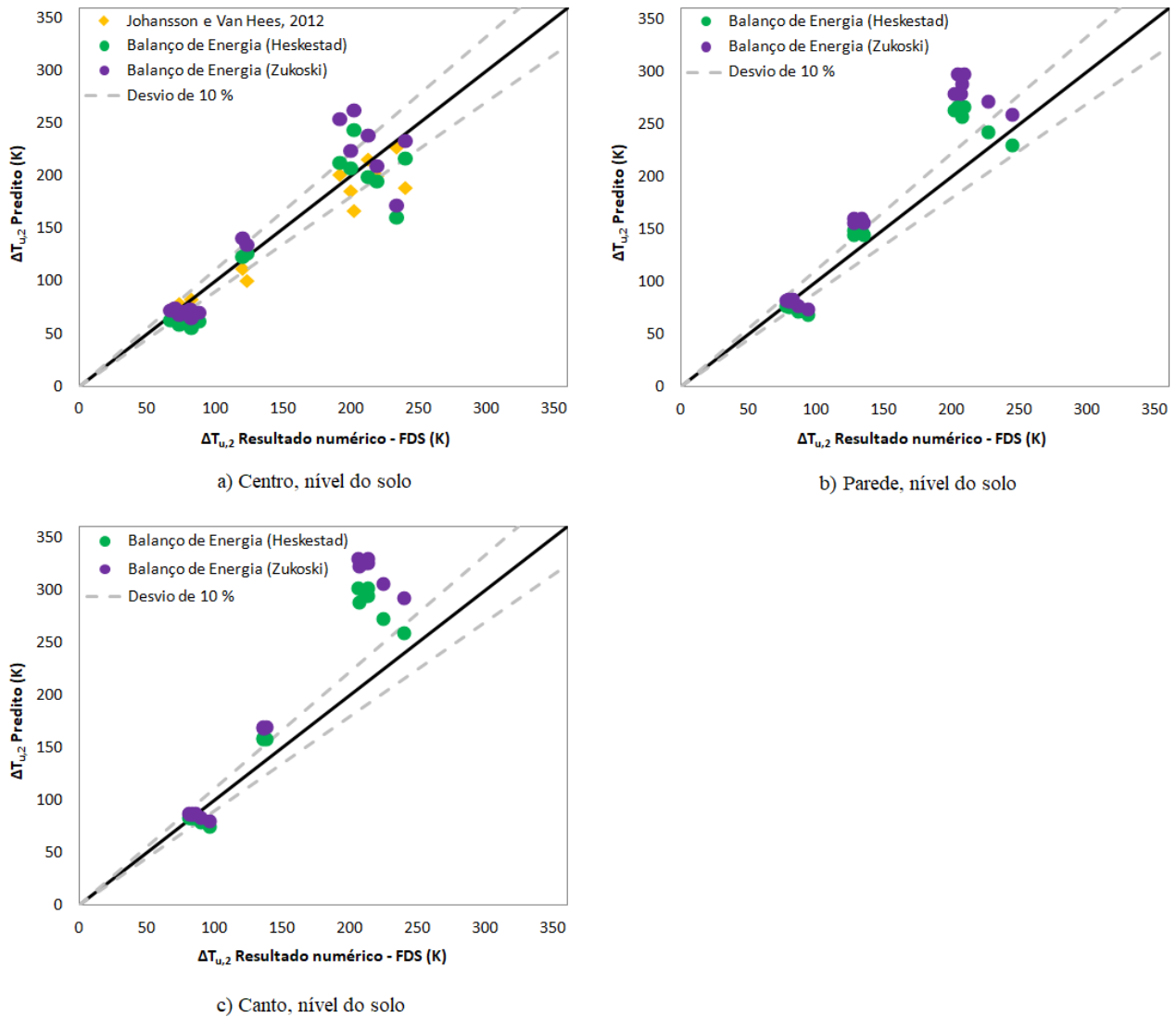


Figura 5.16 - Comparação dos métodos de previsão do ΔT_u para a sala adjacente com os resultados numéricos, considerando o incêndio no nível do solo, posicionado no a) centro da sala, b) paralelo à parede e c) no canto da sala

5.5.3 Desenvolvimento de um modelo semi-empírico para previsão do ΔT_u na sala adjacente considerando o incêndio posicionado no nível do solo

Com o objetivo de determinar o aumento da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente sem que seja necessário realizar experimentos ou estudos numéricos, utilizando como dados de entrada apenas informações conhecidas do problema, partiu-se de um balanço de energia aplicado à estrutura, como realizados nos métodos existentes.

Um balanço de energia simples em um compartimento, conforme utilizado na dedução do Método MQH, pode ser escrito conforme a Equação 5.1.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{g,1} c_p (T_{u,1} - T_{\infty}) + h_{k,1} A_{t,1} (T_{u,1} - T_{\infty}) \quad (5.1)$$

O balanço de energia aplicado a um compartimento, Equação 5.1, pode ser estendido para uma configuração de dois ou mais compartimentos conforme ilustrado pela Figura 5.17 e realizado por Johansson e Van Hees, 2012, e Johansson et al., 2015. Considerando a configuração do presente trabalho (dois compartimentos), obtém-se um balanço de energia para uma sala com incêndio com uma única abertura conectado-a a uma sala adjacente.

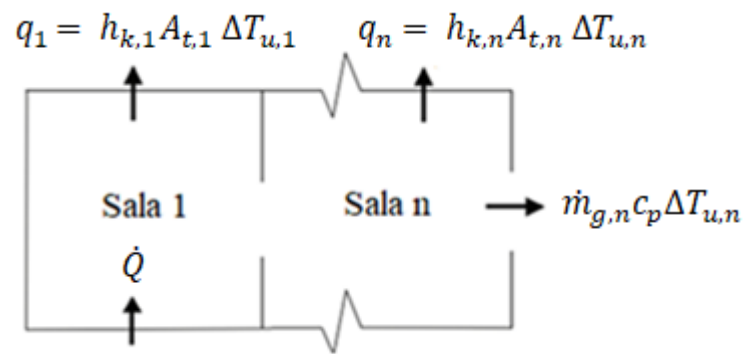


Figura 5.17 – Balanço de energia em um multi compartimento [adaptado de Johansson, 2016]

$$\dot{Q} = h_{k,1} A_{t,1} \Delta T_{u,1} + h_{k,2} A_{t,2} \Delta T_{u,2} + \dot{m}_{g,2} c_p \Delta T_{u,2} \quad (5.2)$$

A Equação 5.2 não pode ser resolvida diretamente, mas apresenta os parâmetros que definem a temperatura na sala adjacente. Os dois primeiros descrevem a perda de calor para a sala de origem do fogo e para a sala adjacente, e o terceiro termo descreve a energia convectiva fluindo através de uma abertura na sala adjacente [Johansson e Van Hees, 2012].

Reorganizando os termos da Equação 5.2, tem-se que:

$$\dot{Q} - h_{k,1} A_{t,1} \Delta T_{u,1} = \Delta T_{u,2} (\dot{m}_{g,2} c_p + h_{k,2} A_{t,2}) \quad (5.3)$$

Substituindo \dot{Q} , dado pela Equação 5.1, na Equação 5.3, tem-se que:

$$\Delta T_{u,1} (\dot{m}_{g,1} c_p) = \Delta T_{u,2} (\dot{m}_{g,2} c_p + h_{k,2} A_{t,2}) \quad (5.4)$$

Como o objetivo é encontrar uma expressão para a determinação do aumento da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente, $\Delta T_{u,2}$, os termos da Equação 5.4 podem ser reorganizados, chegando a expressão obtida por Johansson et al., 2015:

$$\Delta T_{u,2} = \frac{\dot{m}_{g,1} c_p \Delta T_{u,1}}{\dot{m}_{g,2} c_p + h_{k,2} A_{t,2}} \quad (5.5)$$

Assim, a Equação 5.5, que foi obtida através da dedução de um balanço de energia, será utilizada para guiar o desenvolvimento do modelo semi-empírico do presente trabalho.

Segundo Johansson e Van Hees, 2012, o fator de ventilação pode ser usado para descrever a vazão mássica entre uma sala com um incêndio e uma sala adjacente, $\dot{m}_{g,1}$, assim como o fator de ventilação da sala adjacente também pode ser utilizado para descrever a vazão mássica de uma sala adjacente para um ambiente externo, $\dot{m}_{g,2}$. Assim, como sugerido por McCaffrey et al., 1981, durante o desenvolvimento do Método MQH, $\dot{m}_{g,1}$ pode ser substituído por $\sqrt{g\rho_\infty} A_1 \sqrt{H_1}$, e conseqüentemente, $\dot{m}_{g,2}$ por $\sqrt{g\rho_\infty} A_2 \sqrt{H_2}$.

Johansson e Van Hees, 2012, sugerem que da mesma forma que utilizado no Método MQH, o coeficiente de transferência de calor, h_k , pode ser definido através da Equação 2.3 ou Equação 2.4, e a área da sala adjacente pode ser descrita como a área total do compartimento menos a área da abertura, A_T , pois a área em contato com os gases quentes é desconhecida. Desta forma, a Equação 5.5 pode ser reescrita para obter a seguinte relação:

$$\Delta T_{u,2} = X \Delta T_{u,1}^A (\sqrt{g\rho_\infty} c_p A_1 \sqrt{H_1})^B \left(\frac{1}{\sqrt{g\rho_\infty} c_p A_2 \sqrt{H_2} + h_{k,2} A_{T,2}} \right)^C \quad (5.6)$$

onde h_k é o coeficiente de transferência de calor (kW/m²·K), A_T é a área total da superfície do compartimento (m²), A é a área da abertura (m²), H é a altura da abertura (m), ρ_∞ é a massa específica do ar ambiente (kg/m³), c_p é o calor específico do gás (kJ/kg·K) e g é a aceleração da gravidade (m/s²). Os subscritos 1 e 2 referem-se às variáveis/parâmetros da sala de origem do fogo e da sala adjacente, respectivamente. A constante X e os expoentes A, B e C serão determinados a partir de um ajuste de dados.

Para a realização do ajuste de curva, os valores de cada grupo da Equação 5.6 foram calculados utilizando as dimensões do experimento, as condições inicialmente determinadas e os

resultados numéricos obtidos, levando em consideração a posição do incêndio. O ajuste de curva para a Equação 5.6 foi executado utilizando o *software* PASW Statistics 18, por meio da aplicação de uma regressão linear múltipla.

Desta forma, após o ajuste de dados, foram obtidos os seguintes modelos semi-empíricos para a previsão do aumento da temperatura da camada de gás quente de uma sala adjacente, de acordo com a posição do incêndio:

Para um incêndio posicionado no centro da sala no nível do solo:

$$\Delta T_{u,2} = 10^{0,034} \Delta T_{u,1}^{0,869} (\sqrt{g}\rho_{\infty}c_p A_1 \sqrt{H_1})^{0,218} \left(\frac{1}{\sqrt{g}\rho_{\infty}c_p A_2 \sqrt{H_2} + h_{k,2} A_{T,2}} \right)^{0,126} \quad (5.7)$$

Para a posição do incêndio paralelo a uma parede no nível do solo:

$$\Delta T_{u,2} = 10^{-0,013} \Delta T_{u,1}^{0,859} (\sqrt{g}\rho_{\infty}c_p A_1 \sqrt{H_1})^{0,233} \left(\frac{1}{\sqrt{g}\rho_{\infty}c_p A_2 \sqrt{H_2} + h_{k,2} A_{T,2}} \right)^{0,104} \quad (5.8)$$

Para um incêndio posicionado no canto da sala no nível do solo:

$$\Delta T_{u,2} = 10^{-0,083} \Delta T_{u,1}^{0,884} (\sqrt{g}\rho_{\infty}c_p A_1 \sqrt{H_1})^{0,211} \left(\frac{1}{\sqrt{g}\rho_{\infty}c_p A_2 \sqrt{H_2} + h_{k,2} A_{T,2}} \right)^{0,095} \quad (5.9)$$

A Figura 5.18 apresenta uma comparação entre os modelos desenvolvidos, Equação 5.7, Equação 5.8 e Equação 5.9, os métodos apresentados no presente trabalho e os resultados numéricos, considerando a posição do incêndio no nível do solo. Em ambos os gráficos, as linhas tracejadas representam um desvio de 10% e a linha contínua representa uma perfeita concordância entre a predição (eixo Y) e os resultados numéricos (eixo X).

Avaliando os resultados apresentados na Figura 5.18a, fica evidente a melhora dos resultados preditos com a utilização da Equação 5.7, apresentando um desvio máximo $\approx 5\%$. Ao comparar os resultados obtidos com a Equação 5.8, posição paralela à parede (Figura 5.18b), e com a Equação 5.9, posição no canto da sala (Figura 5.18c), com os seus respectivos resultados numéricos, fica clara a boa concordância das predições realizadas através das correlações, as quais apresentaram um desvio máximo $\approx 3\%$.

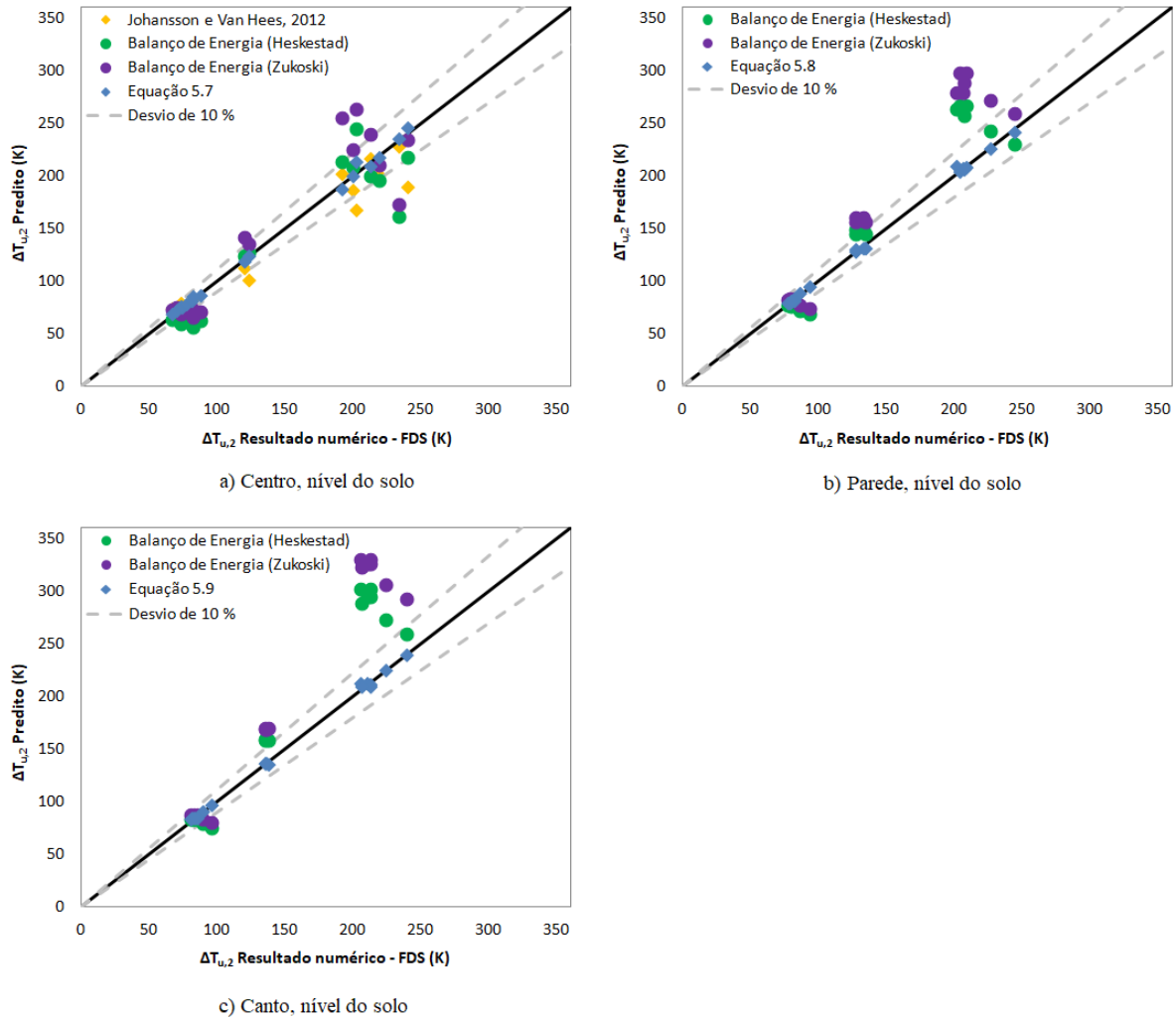


Figura 5.18 - Comparação dos métodos de predição e das correlações desenvolvidas na determinação do ΔT_u para a sala adjacente com os resultados numéricos, considerando o incêndio no nível do solo posicionado no a) centro da sala, b) paralelos à parede e no c) canto da sala

5.5.4 Desenvolvimento de um modelo semi-empírico para predição do ΔT_u na sala adjacente considerando a elevação do incêndio

A elevação do incêndio na sala adjacente apresenta um comportamento linear, como na sala do fogo, conforme demonstrado na Figura 5.8 e na Figura 5.9 e encontrado anteriormente por Lemmert, 2019. Desta forma, optou-se por utilizar um termo de correção em função da elevação do incêndio, o qual deve ser somado ao modelo semi-empírico quando o incêndio estiver elevado, seguindo desta forma, a mesma metodologia aplicada por Lemmert, 2019.

O termo de correção é obtido a partir do parâmetro adimensional Z^* , apresentado na Equação 5.10:

$$Z^* = \frac{z_1}{H_1} \quad (5.10)$$

onde z_1 é a posição vertical da base do incêndio (m) e H_1 é a altura da sala do fogo(m).

Desta forma, o termo de correção é obtido diretamente por meio de uma regressão linear simples, considerando a diferença entre a temperatura adimensional de cada nível, $\left(\frac{\Delta T_{u,2}}{T_\infty}\right)_z$, e a do nível do solo, $\left(\frac{\Delta T_{u,2}}{T_\infty}\right)_{solo}$. Assim, o termo de correção que é somado ao modelo para prever o aumento da temperatura da camada de gás quente de incêndios posicionados no centro da sala, Equação 5.7, com uma determinada altura vertical, z_1 , é dada pela Equação 5.11.

$$\Delta T_{u,2} = 10^{0,034} \Delta T_{u,1}^{0,869} (\sqrt{g} \rho_\infty c_p A_1 \sqrt{H_1})^{0,218} \left(\frac{1}{\sqrt{g} \rho_\infty c_p A_2 \sqrt{H_2} + h_{k,2} A_{T,2}} \right)^{0,126} + T_\infty(0,12 Z^*) \quad (5.11)$$

Para a elevação de um incêndio posicionado paralelo a uma parede, o seguinte termo foi somado a Equação 5.8, obtendo-se a seguinte expressão:

$$\Delta T_{u,2} = 10^{-0,013} \Delta T_{u,1}^{0,859} (\sqrt{g} \rho_\infty c_p A_1 \sqrt{H_1})^{0,233} \left(\frac{1}{\sqrt{g} \rho_\infty c_p A_2 \sqrt{H_2} + h_{k,2} A_{T,2}} \right)^{0,104} + T_\infty(0,045 Z^*) \quad (5.12)$$

Para um incêndio elevado no canto da sala, o seguinte termo foi somado a Equação 5.9, obtendo a seguinte expressão:

$$\Delta T_{u,2} = 10^{-0,083} \Delta T_{u,1}^{0,884} (\sqrt{g} \rho_\infty c_p A_1 \sqrt{H_1})^{0,211} \left(\frac{1}{\sqrt{g} \rho_\infty c_p A_2 \sqrt{H_2} + h_{k,2} A_{T,2}} \right)^{0,095} + T_\infty(0,007 Z^*) \quad (5.13)$$

Assim, foram obtidos três modelos semi-empíricos para a predição do ΔT_u na sala adjacente, considerando a posição do incêndio no centro, Equação 5.11, junto à parede, Equação 5.12, ou canto da sala, Equação 5.13, no nível do solo ou elevado.

A Figura 5.19 apresenta a comparação da predição do aumento da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente para a elevação do incêndio posicionado no centro (Figura 5.19a),

paralelo à parede (Figura 5.19b) e no canto da sala (Figura 5.19c), com os seus respectivos resultados numéricos. Em ambos os gráficos, as linhas tracejadas representam um desvio de 10 % e a linha contínua representa uma perfeita concordância entre a predição (eixo Y) e os resultados numéricos (eixo X). Avaliando-se os resultados, percebe-se um desvio máximo $\approx 10\%$ entre os resultados preditos com as correlações e os resultados numéricos, obtendo assim, uma boa concordância entre os resultados.

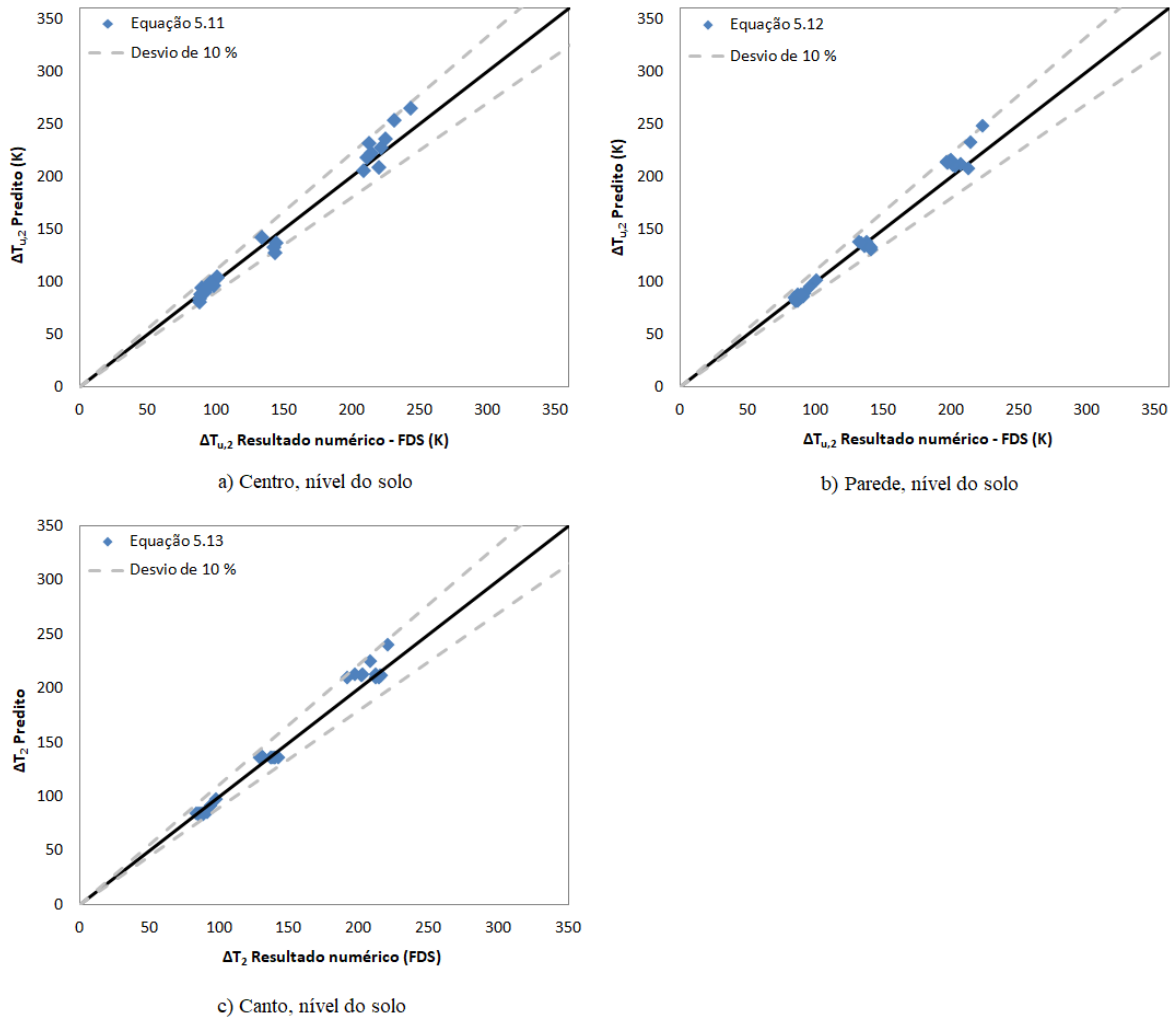


Figura 5.19 – Comparação das correlações desenvolvidas na previsão do ΔT_u para a sala adjacente com os resultados numéricos, considerando a elevação do incêndio no a) centro da sala, b) paralelos à parede e no c) canto da sala

5.6 Validação externa: comparação entre resultados experimentais e a predição das novas correlações

Para verificar a aplicabilidade dos modelos desenvolvidos a outros casos, diferentes daqueles usados como dado de entrada para ajuste das curvas, as previsões obtidas através deles foram comparadas com dados experimentais disponíveis na literatura. Como é pequena a disponibilidade de dados experimentais com as características para as quais os modelos semi-empíricos foram desenvolvidos (temperatura de camada de gases quentes em duas salas) e com as informações necessárias para a aplicação dos métodos, esta análise foi limitada aos resultados experimentais obtidos por Weaver, 2000, (descritos na seção 4.2) e pelo experimento em escala reduzida conduzido por Johansson et al., 2015.

Johansson et al., 2015, conduziram um experimento em pequena escala, composto por duas salas com dimensões de $1,2 \times 1,2 \times 0,8 \text{ m}^3$ e $0,6 \times 0,9 \times 0,6 \text{ m}^3$. As salas eram conectadas entre si por meio de uma abertura, assim como, a sala adjacente era conectada ao ambiente externo através de uma segunda abertura. O experimento foi construído com placas de silicato de cálcio de 12 mm de espessura com massa específica de 870 kg/m^3 , calor específico de 1130 J/kg.K e coeficiente de transferência de calor de $0,175 \text{ W/m.K}$. O tamanho das aberturas de ambas as salas foi variado entre $0,3 \times 0,5 \text{ m}^2$ e $0,2 \times 0,5 \text{ m}^2$. O incêndio foi posicionado no centro da sala interna, utilizando metano, com HRR de 10 e 20 kW, como um dos combustíveis. Os valores referentes às incertezas experimentais foram calculados por Johansson et al., 2015, que obtiveram um valor de 12% para a temperatura da camada de gás quente.

O aumento da temperatura da camada de gás quente da sala do fogo foi estimado através da aplicação do Método MQH e o aumento da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente pela Equação 5.11.

A Figura 5.20 apresenta a comparação dos resultados do aumento da temperatura da camada de gás quente da sala do fogo, estimado pelo Método MQH, e o aumento da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente, previsto pela aplicação do modelo desenvolvido no presente trabalho, Equação 5.11, com os dados experimentais de Weaver, 2000, e de Johansson et al., 2015, considerando o incêndio posicionado no centro da sala do fogo. As linhas tracejadas representam um desvio de 10% e 20% e a linha contínua no centro representa uma concordância perfeita entre os valores preditos (eixo Y) e os dados experimentais (eixo X).

Avaliando-se os resultados apresentados para a sala do fogo na Figura 5.20, nota-se que os resultados obtidos através da Equação 5.11 ficaram com desvios de até 20%, acompanhando o

desvio da predição da sala do fogo. Assim, os resultados apresentaram uma boa concordância com os valores experimentais, dado o grande número de variáveis que influenciam a dinâmica do problema. Assim, estes modelos se mostraram válidos para dois casos externos e demonstram a sua aplicabilidade a outros casos. Porém, esta é uma análise limitada em razão do baixo número de dados experimentais disponíveis para este tipo de problema.

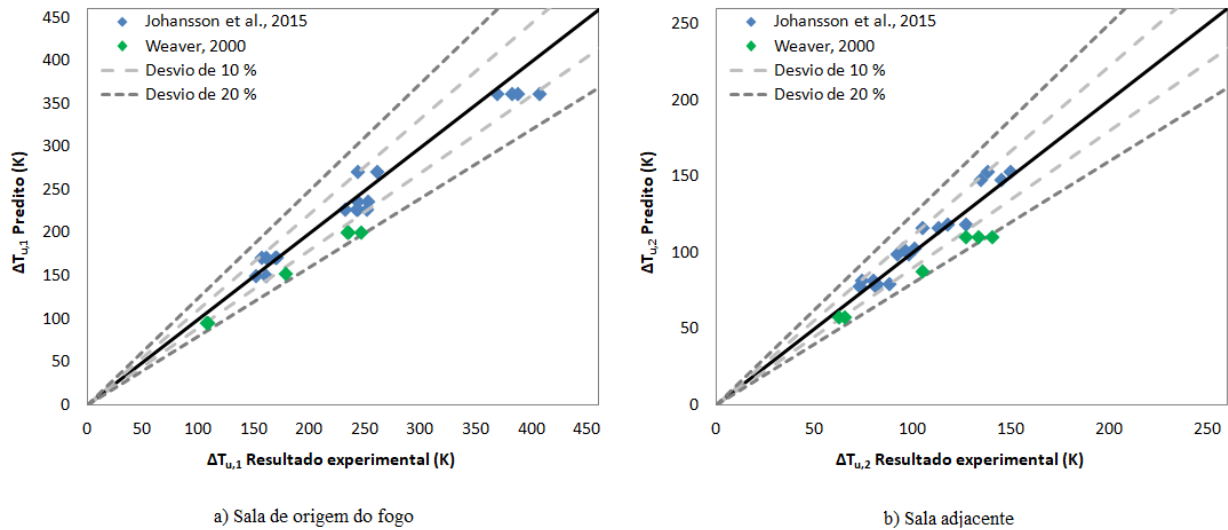


Figura 5.20 - Comparação entre o ΔT_u da sala do fogo e da sala adjacente para um incêndio posicionado no centro da sala, previsto pelo Método MQH e pela Equação 5.11, e os dados experimentais

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho estudou a influência da posição de incêndios *pré-flashover* na temperatura da camada de gás quente de um multi compartimento composto por duas salas interligadas por uma abertura, e a segunda sala ligada ao ambiente externo por meio de uma segunda abertura. Avaliou-se o incêndio posicionado no centro, junto à parede e junto ao canto da sala, bem como, suas respectivas elevações em relação ao piso. Os dados analisados neste estudo foram obtidos por meio de simulação numérica, após passar pelo estudo de qualidade de malha e a subsequente etapa de validação.

Os resultados deste estudo mostraram que a variação do fator de ventilação possui uma relação de proporcionalidade inversa em relação à temperatura da camada de gás quente, tanto na sala do fogo, quanto na sala adjacente, ou seja, o aumento do fator de ventilação resulta em uma diminuição da temperatura da camada de gás quente.

Este estudo também reforçou que a temperatura da camada de gás quente é influenciada pelo arrastamento de ar. A presença de obstruções próximas ao incêndio, como móveis, paredes ou a própria elevação do foco de incêndio acima do nível do solo, são responsáveis pela redução do arrastamento de ar pela pluma e chama, fazendo com que haja um aumento na temperatura na camada de gás quente e uma redução no volume de fumaça gerado na sala do fogo. O aquecimento da sala adjacente, que se dá, principalmente, pelas trocas térmicas realizadas entre o ambiente e a camada de fumaça (que transporta o calor de uma sala para a outra), é influenciado pelo volume de fumaça que escoar de uma sala para a outra. Assim, ao reduzir-se o volume de fumaça escoando de uma sala com incêndio para uma sala adjacente, pelo posicionamento do foco de incêndio, obter-se-á um baixo aumento na temperatura em relação ao incêndio na posição central, mesmo que a fumaça escoando da sala do fogo para a sala adjacente tenha uma temperatura maior em relação à da posição central do incêndio, podendo inclusive, obter temperaturas menores dependendo das condições e configurações do problema.

A variação da temperatura da camada de gás quente em função do aumento da HRR também foi observada, ficando evidente que este é o parâmetro que mais afeta a temperatura do multi compartimento, apresentando uma relação de proporção direta entre o aumento da temperatura e o aumento da HRR.

Foram avaliadas quatro correlações para a predição do aumento da temperatura da camada de gás quente na sala de origem do fogo e três para a sala adjacente. Não foi encontrada a necessidade de realizar ajustes de curva para a sala do fogo. Para a sala adjacente, foram

desenvolvidos três modelos semi-empíricos para prever o aumento da temperatura da camada de gás quente, considerando as posições do incêndio no nível do solo e as suas respectivas elevações. Estes modelos foram desenvolvidos a partir de uma equação, a qual foi obtida a partir da realização de um balanço de energia em uma sala com incêndio com uma única abertura conectada a uma sala adjacente, e esta conectada ao ambiente externo por meio de uma segunda abertura. Assim, o ajuste de dados foi realizado com base nessa expressão.

Para verificar a aplicabilidade dos modelos desenvolvidos a outros casos, as previsões obtidas através deles foram comparadas com dados experimentais disponíveis na literatura. Como é pequena a disponibilidade de dados experimentais com as características para as quais as correlações foram desenvolvidas, esta análise foi limitada a dois experimentos, sendo um deles em pequena escala, ambos considerando o incêndio na posição central. O modelo semi-empírico obteve os resultados dentro de uma faixa de desvio de 20%, acompanhando o desvio da predição da sala do fogo. Dada à complexidade do problema, além das diversas variáveis e condições envolvidas, pode-se considerar que os valores preditos possuem uma boa precisão. As correlações desenvolvidas neste trabalho são válidas para incêndios pré-*flashover* em um multi compartimento composto por duas salas (condições para a qual foram desenvolvidas), sendo elas capazes de prever o aumento da temperatura da camada de gás quente da sala adjacente de acordo com a posição do incêndio no nível do solo e suas respectivas elevações, sendo também função das dimensões das salas, materiais construtivos e taxa de liberação de calor.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Algumas sugestões para trabalhos futuros:

1. Realização de um estudo numérico variando a geometria e o tamanho das salas e o material das paredes, além dos fatores já variados no presente estudo;
2. Conduzir uma pesquisa semelhante à desenvolvida, porém, considerando incêndios pós-*flashover*;
3. Realização de um estudo buscando avaliar/verificar a aplicabilidade das correlações desenvolvidas em outros problemas mantendo os mesmos parâmetros ajustados.
4. Aprimorar o modelo desenvolvido com inclusão dos aspectos/fenômenos considerados de forma simplificada neste estudo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Azhakesan, M. A., Shields, T. J., Silcock, G. W. H., e Quintiere, J. G. An interrogation of the MQH correlation to describe centre and near corner pool fires. **Fire Safety Science**, p. 371-382, 2003.

Beji, T., Verstockt, S., Walle, R. V de, e Merci, B. Global analysis of multi-compartment full-scale fire tests ('Rabot2012'). **Fire Safety Journal**, vol 76, p. 9-18, 2015.

Betting, B., Varea, E., Gobin, C., Godard, G., Lecordier, B. e Patte-Rouland, B. Experimental and numerical studies of smoke dynamics in a compartment fire. **Fire Safety Journal**, vol 108, 2019.

Byström, A., Cheng, X., Wickström, U. e Veljkovic, M. Full-scale experimental and numerical studies on compartment fire under low ambient temperature. **Building and Environment**, vol 51, p. 255-262, 2012.

Cooper, L. Y., Harkleroad, M., Quintiere, J. e Rinkinen, W. An experimental study of upper hot layer stratification in full-scale multiroom fire scenarios. **Journal of Heat Transfer**, vol 104(4), p. 741-749, 1982.

Delichatsios, M. A., Lee, Y. e Tofilo, P. A new correlation for gas temperature inside a burning enclosure. **Fire Safety Journal**, vol 44, p.1003-1009, 2009.

Dembsey, N. A., Pagni, P. J., e Williamson, R. B. Compartment fire experiments: comparison with models. **Fire Safety Journal**, vol 25, p. 187-227, 1995.

Drysdale, D. **An Introduction to Fire Dynamics**. Chichester, UK: John Wiley and Sons, Ltd, 2011.

Gao, Z. H., Fan, C. G., Sun, J. H. e Zhu, J. P. Influence of sidewall restriction on the maximum ceiling gas temperature of buoyancy-driven thermal flow. **Energy and Buildings**, vol 84, p.13-20, 2014.

Gao, Z. H., Liu, Z. X., Ji, J., Fan, C. G., Li, L. J. e Sun, J. H. Experimental Study of tunnel sidewall effect on flame characteristics and air entrainment factor of methanol pool fires. **Applied Thermal Engineering**, vol 102, p. 1314-1319, 2016.

Gong, J., Wang, D., Shi, L., Liu, X., Chen, Y. e Zhang, G. Experimental study on the smoke temperature evolution in a polyethylene (PE)-lined compartment on fire. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, vol 140, p.1907-1917, 2020.

Gottuk, D. T. e Lattimer, B. Y. Em **SFPE Handbook of Fire Protection Engineering** (5ª Edição). Springer-Verlag, New York, 2016.

Gross, D. e Robertson, A. F. Experimental fires in enclosures. **Tenth Symposium (International) on Combustion**, p. 931-942, 1965.

Hamins, A. **Energetics of Small and Moderate-Scale Gaseous Pool Fires**. NIST Technical Note, 2016.

Hamins, A., Maranghides, A., Johnsson, R., Donnelly, M., Yang, J., Mulholland, G. e Anleitner., R. L. **Report Of Experimental Results for the International Fire Model Benchmarking and Validation Exercise #3**. NIST Special Publication, 1013-1, 2003.

Haouari-Harrak, S., Mehaddi, R., Boulet, P. e Koutaiba, E.M. Evaluation of the room smoke filling time for fire plumes: Influence of the room geometry. **Fire and Materials**, vol 44, p. 793-803, 2020.

Hasime, Y. e Tokunaga, T. Some experimental aspects of turbulent diffusion flames and buoyant plumes from fire sources against a wall and in a corner of walls. **Combustion Science and Technology**, vol 40, p. 1-17, 1984.

He, Y., Jamieson, C., Jeary, A. e Wang, J. Effect of Computation Domain on Simulation of Small Compartment Fires. **Fire Safety Science – Proceedings of the 9th International Symposium**, p. 1365-1376, 2008.

Heskestad, G. e Delichatsios, M. A. The initial convective flow in fire. Symposium **(International) on Combustion**, vol 17, p. 1113-1123, 1979.

Heskestad, G. e Delichatsios, M. A. Update: the initial convective flow in fire. **Fire Safety Journal**, vol 15, p. 471-475, 1989.

Janssens, M. e Tran, H. C. Data reduction of room tests for zone model validation. **Journal of Fire Sciences**, vol 10 (6), 528-555,1992.

Ji, J., Fu, Y., Li, K., Sun., J., Fan, C. e Shi, W. Experimental study on behavior of sidewall fires at varying height in a corridor-like structure. **Proceedings of the Combustion Institute**, vol 35, p. 2639-2646, 2015.

Johansson, N. e Van Hees, P. A correlation for predicting smoke layer temperature in a room adjacent to a room involved in a pre-flashover fire. **Fire and Materials**, vol 38, p. 182-193, 2012.

Johansson, N. e Van Hees, P. A Simplified Relation Between Hot Layer Height and Opening Mass Flow. **Fire Safety Science**, vol 11, p. 432-443, 2014.

Johansson, N. **The pre-flashover compartment fire and fire safety engineering – a review of hand-calculation methods**. 11th Conference on Performance-based Codes and Fire Safety Design Methods, p. 84-95, 2016.

Johansson, N., Svensson, S. e Van Hees, P. An evaluation of two methods to predict temperatures in a multi-room compartment fires. **Fire Safety Journal**, vol 77, p. 46-58, 2015.

Karlsson, B. e Quintiere, J. G. **Enclosure fire dynamics**. Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 2000.

Keshi-Rahkonen, O. e Hostikka, S. **Zone Model Validation of Room Fire Scenarios**. International Collaborative Project to Evaluate Fire Models for Nuclear Power Plant Applications, Gaithersburg, MD, USA, 2002.

Hill, K., Dreisbach, J., McGrattan, K., Peacock, R. e Hamins, A. **Verification and Validation of Selected Fire Models for Nuclear Power Plant Applications. Volume 7: Fire Dynamics Simulator (FDS)**. NUREG-1824 final report, U.S.Nuclear Regulatory Commission, Office of Nuclear Regulatory Research, 2007.

Lai, C., Chen, C., Tsai, M., Tsai, M. e Lin, T. Determinations of the fire smoke layer height in a naturally ventilated room. **Fire Safety Journal**, vol 58, p. 1-14, 2013.

Lee, S. L. e Emmons, H. W. A study of natural convection above a line fire. **Journal of Fluid Mechanics**, vol 11 (03), 1961.

Lemmertz, C. K. **Improved Correlation for Predicting Hot Gas Layer Temperature in a Pre-Flashover Compartment Fire Considering Heat Source Location**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2019.

Lesieur, M., Métais, O., Comte, P. **Large-Eddy Simulation of Turbulence**. Cambridge, New York, 2005.

Li, J., Zhang, J., Li, Q., Zhang, B. e Jiang, Y. Combustion phenomena of pool fire in a ceiling vent compartment: the vent right above the fire source. **Procedia Engineering**, vol 211, 358-364, 2018.

Matsuyama, K., Fujita, T., Kaneko, H., Ohmiya, Y., Tanaka, T. e Wakamatsu, T. A simple predictive method for room fire behavior. **Fire Science and Technology**, vol 18 (1), p. 23-32, 1998.

McCaffrey, B. J. e Rockett J. A. Static pressure measurements of enclosure fires. **Journal of Research of the National Bureau of Standards**, vol. 82(2), p. 107-117, 1977.

McCaffrey, B. J., Quintiere, J. G. e Harkleroad, M. F. Estimating room temperatures and likelihood of flashover using fire test data correlations. **Fire Technology**, vol 17, p. 98-119, 1981.

McDemorntt, R. J., Forney, G. P., McGrattan, K. e Mell, W. E. **Fire Dynamics Simulator version 6: complex geometry, embedded meshes and quality assessment**. Em V European Conference on computational Fluid Dynamics: ECCOMAS CFD, p.14-17, 2010.

McGrattan, K., Hostikka, S., McDermott, R., Floyd, J. e Vanella, M. **Fire Dynamics Simulator Technical Reference Guide Volume 1: Mathematical Model** (Sixth Edition). NIST Special Publication, Gaithersburg, MD, 2018a.

McGrattan, K., McDermott, R., Hostikka, S., Floyd, J. e Vanella, M. **Fire Dynamics Simulator User's Guide** (Sixth Edition). NIST Special Publication, Gaithersburg, MD, 2018b.

McGrattan, K., Peacock, R. e Hamins, A. **Verification and Validation of Selected Fire Models for Nuclear Power Plant Applications Volume 2: Experimental Uncertainty**. NUREG-1824, U.S. Nuclear Regulatory Commission, Rockville, MD, USA, 2007.

Merci, B. e Beji, T. **Fluid Mechanics Aspects of Fire and Smoke Dynamics in Enclosures**. Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 2016.

Morton, B. R., Taylor, G e Turner, J. S. Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. **Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, vol 234 (1196), p.1-23, 1955.

Mowrer, F. W. e Williamson, R. B. Estimating room temperatures from fires along walls and in corners. **Fire Technology**, vol 23, p. 133-145, 1987.

Mowrer, F. W. Enclosure Smoke Filling and Fire-Generated Environmental Conditions. Em **SFPE Handbook of Fire Protection Engineering** (5ª Edição). Springer-Verlag, New York, 2016.

Nakaya, I., Tanaka, T. e Yoshida, M. Doorway flow induced by a propane fire. **Fire Safety Journal**, vol 10, p. 185-195, 1986.

Oktaç, H., Argunhan, Z., Yumrutas, R., Isik, M. Z. e Budak, N. An investigation of the influence of thermophysical properties of multilayer walls and roofs on the dynamic thermal characteristics. **Muglas Journal of Science and Technology**, vol 2 (1), p. 48-57, 2016.

Parkes, A. R. **The Impact of Size and Location of Pool Fires on Compartment Fire Behaviour**. Doctor Thesis, University of Canterbury, Christchurch, New Zealand, 2009.

Pokorny, J. e Malerova, L. Fire plume characteristics and their application in assessment of a local fire. **International Scientific Conference on Fire Protection, Safety and Security**, 2017.

Pope, S. B. Ten questions concerning the large-eddy simulation of turbulent flows. **New Journal of Physics**, vol 6, 2004.

Poreh, M. e Garrad, G. A study of wall and corner fire plumes. **Fire Safety Journal**, vol 34, p. 81-98, 2000.

Prahl, J. e Emmons, H. W. Fire induced flow through an opening. **Combustion and Flame**, vol 25, p. 369-385, 1975.

Pretrel, H. e Audouin, L. New developments in data regression methods for the characterization of thermal stratification due to fire. **Fire Safety Journal**, vol 16, p. 54-64, 2015.

Quintiere, J. G. e Wade, C. A. Compartment Fire Modeling. Em **SFPE Handbook of Fire Protection Engineering** (5ª Edição). Springer-Verlag, New York, 2016.

Quintiere, J. G. **Fundamentals of Fire Phenomena**. Chichester UK: John Wiley and Sons, Ltd, 2006.

Quintiere, J. G., Steckler, K. e Corley, D. An assessment of fire induced flows in compartments. **Fire Science and Technology**, vol 4 (1), p. 1-14, 1984.

Rockett, J. A. Fire induced gas flow in an enclosure. **Combustion Science and Technology**, vol 12, p. 165-175, 1976.

Sahu, D., Kumar, S., Jain, S. e Gupta, A. Full scale experimental and numerical studies on effect of ventilation in an enclosure diesel pool fire. **Building Simulation**, vol 10, p. 351-364, 2017.

Salley, M. H. e Kassawara R.P. **Verification and Validation of Selected Fire Models for Nuclear Power Plant Applications, Volume 7: Fire Dynamics Simulator (FDS)**. U.S Nuclear Regulatory Commission, Office of Nuclear Regulatory Research (RES), Rockville, MD, and Electric Power Research Institute (EPRI), Palo Alto, CA, NUREG-1824 e EPRI 1011999, 2007.

Saugat, P. **Large eddy simulation for incompressible flows: An introduction**. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Germany, 2006.

Steckler, K. D., Baum. H. R. e Quintiere, J. G. **Fire Induced Flows Through Room Openings – Flow Coefficients**. NBS Publications, Washington, DC, 1984.

Steckler, K. D., Quintiere, J. G. e Rinkinen, W. J. **Flow Induced by Fire in a Compartment**. NBS Publications, Washington, DC, 1982.

Takahashi, W., Tanaka, H., Sugawa, O. e Ohtake, M. Flame and plume behavior in and near a corner of walls. **Fire Safety Science**, vol 5, p. 261-271, 1997.

Thomas, P. H., Bullen, M. L., Quintiere, J. G. e McCaffrey, B. J. Flashover and instabilities in fire behavior. **Combustion and Flame**, vol 38m p. 159-171, 1980.

Thomas, P. SFPE classic paper review: Fire behavior in rooms by Kunio Kawagoe. **Journal of Fire Protection Engineering**, vol 14 (1), p. 5-8, 2004.

Tlili, O., Mhiri, H. e Bournot, P. Airflow induced by a room fire: Effect of roof shape and source location. **International Journal of Thermal Sciences**, vol 90, p. 135-149, 2015.

Tlili, O., Mhiri, H. e Bournot, P. Empirical correlation derived by CFD simulation on heat source location and ventilation flow rate in a fire room. **Energy and Buildings**, vol 122, p. 80-88, 2016.

Tran, H. C. e Janssens, M. L. Modeling the burner source used in the ASTM room fire test. **Journal of Fire Protection Engineering**, vol 5 (2), p. 53-66, 1993.

Tran, H. C. e Janssens, M. L. Wall and corner fire tests on selected wood products. **Journal of Fire Sciences**, vol 9 (2), p. 106-124, 1991.

Walton, W. D., Thomas, P. H. e Ohmiya, Y. Estimating Temperatures in Compartment Fires. Em **SFPE Handbook of Fire Protection Engineering** (5ª Edição). Springer-Verlag, New York, 2016.

Wang, L., Lim, J. e Quintiere, J. G. On the prediction of fire-induced vent flows using FDS. **Journal of Fire Sciences**, vol 30 (2), p. 110-121, 2011.

Weaver, S. **A Comparison of Data Reduction Techniques For Zone Model Validation**. Fire Engineering Research Report 00/12, University of Canterbury, Christchurch, 2000.

Węgrzyński, W., and Konecki, M. Influence of the fire location and the size of a compartment on the heat and smoke flow out of the compartment. **AIP Conference Proceedings 1922**, 2018.

Zeinalli, D., Verstockt, S., Beji, T., Georgios, M., Degroote, J. e Merci, B. Experimental study of corner fires – Part I: Inert panel tests. **Combustion and Flame**, vol 189, p. 472-490, 2017.

Zhang, J., Lu, S., Li, Q., Li, Q., Yuan, M. e Yuen, R. Experimental study on elevated fires in a ceiling vented compartment. **Journal of Thermal Science**, vol 22 (4), p. 377-382, 2013.

Zhang, J., Lu, S., Li, Q., Yuen, R. K. K., Chen, B., Yuan, M. e Li, C. Smoke filling in closed compartments with elevated fire sources. **Fire Safety Journal**, vol 54, p. 14-23, 2012b.

Zhang, J., Lu, S., Li, Q., Yuen, R., Yuan, M. e Li, C. Impacts of elevation on pool fire behavior in a closed compartment: A study based upon a distinct stratification phenomenon. *Journal of Fire Sciences*, vol 31, 2012a.

Zhang, X. Yang, M. e Wang, J. Effect of Computational Domain on Numerical Simulation of Building Fires. **Journal of Fire Protection Engineering**, vol 20, p. 225-251, 2010.

Zukoski, E. E. Development of a stratified ceiling layer in the early stage of a closed-room fire. **Fire and Materials**, vol 2 (2), p. 54-62, 1978.

Zukoski, E. E., Kubota, T. e Cetegen, B. Entrainment in fire plumes. **Fire Safety Journal**, vol 3, p. 107 – 121, 1981.