

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



**Desenvolvimento de um Modelo Numérico
da Descarga de Gás no Colector de um
Esquentador Doméstico Convencional**

Tiago Maciel Kleinfeld Figueiró

VERSÃO PROVISÓRIA

Dissertação de Mestrado realizada no âmbito do
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica
Especialização em Energia Térmica

Orientador: Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho
Co-orientador: Alexandre Miguel Prior Afonso

Setembro, 2017

“É proibida a entrada a quem não andar espantado de existir!”

José Gomes Ferreira

Por o autor entender não fazer sentido a consensualização da nova norma ortográfica, o presente documento não segue o Acordo Ortográfico da Língua Portuguesa de 1990.

RESUMO

Esta é uma dissertação de Mestrado realizada no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Nela foram expostos os fundamentos teóricos e técnicos subjacentes ao desenvolvimento um modelo matemático da mistura do combustível gasoso com o ar num queimador atmosférico de esquentadores domésticos convencionais produzidos pela Bosch Termotecnologia, S.A. Foi elaborado o modelo e foi feita a sua implementação em linguagem Matlab, tendo sido utilizado o programa resultante na simulação do desempenho do queimador em várias situações distintas, que pretenderam simular a utilização de diferentes tipos de gás, em diferentes climas e para vários pontos de funcionamento. Foram avaliadas as limitações do programa e os resultados foram discutidos, tendo-se identificado a temperatura da mistura e a humidade como sendo os parâmetros que maior impacto têm no funcionamento do queimador e a cabeça do queimador como a região que concentra a maior parte das perdas de carga, e como tal aquela cuja geometria mais afecta o seu desempenho.

Development of a Numerical Model of the Discharge of Gas in the Burner of a Domestic Tankless Water Heater

ABSTRACT

This is a Masters dissertation for FEUP's Integrated Masters in Mechanical Engineering programme. In this work the author presents the theoretical and technical principles supporting the development of a mathematical model of the air-fuel mixing in an atmospheric gas burner used in domestic tankless water heaters manufactured by Bosch Termotecnologia, S.A. The model was developed and then implemented in Matlab. The resulting program was then used to simulate the performance of the burner in different situations, which were intended to simulate different types of gaseous fuels, different climates and various working points. The program's limitations and shortcomings were discussed, as were the results of the simulations. The mixture temperature and the environmental moisture were identified as having the most significant impact on the burner's performance. The head of the burner was identified as causing the largest part of head losses, which makes it the region whose geometry has the greatest impact on the burner's performance.

AGRADECIMENTOS

Por entender a presente dissertação como o encerramento do meu percurso académico, quero aproveitar esta oportunidade para agradecer às pessoas que o tornaram possível ou que fizeram com que valesse a pena tê-lo percorrido.

Aos bons professores com quem me cruzei no ISEP e na FEUP e com quem tive a oportunidade de aprender a aprender, especialmente ao Professor Carlos Pinho, com quem me cruzei em várias cadeiras antes de lhe pedir que orientasse esta dissertação e que muito contribuiu para a minha problematização da engenharia e das questões energéticas: pela disponibilidade, pela generosidade na partilha de conhecimentos, pela irreverência. Também ao Professor Alexandre Afonso, pela disponibilidade e perspicácia no apoio ao desenvolvimento do código e à escrita.

À minha família, em especial à minha mãe, por respeitarem sempre as minhas decisões e por nunca deixarem de me apoiar em tudo aquilo que esteja ao seu alcance.

À Maria João, com quem partilhei a existência durante a maior parte do meu percurso académico. Por tudo.

Ao César e ao Púria, por terem sido a minha companhia de todos os dias ao longo deste ano.

A todos os meus bons amigos, que por suprema felicidade não teria espaço para enumerar.

Ao meu colega Miguel pelas muitas ajudas em todos os aspectos da dissertação.

Ao engenheiro Gonçalo Couto da Bosch pela proposta do tema e pela disponibilidade ao longo da realização da dissertação.

A todos desejo que saibam sempre percorrer a vida com alegria.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Motivação e Objectivos.....	1
1.2	Estrutura da Dissertação.....	1
1.3	Funcionamento de um Esquentador a Gás	2
1.4	Jactos Turbulentos.....	3
1.5	Arrastamento de Ar	6
1.5.1	Metodologia ATG (Association Technique de l'Industrie du Gaz en France).....	6
1.5.2	Metodologia Pritchard	7
1.6	Descrição do Escoamento	9
1.7	Determinação de Perdas de Carga.....	11
1.7.1	Perdas no Convergente	12
1.7.2	Perdas na Garganta	13
1.7.3	Perdas no Divergente.....	13
1.7.4	Perdas na Mudança de Direcção	13
1.7.5	Perdas na Base da Cabeça do Queimador	14
1.7.6	Perdas na Cabeça do Queimador.....	16
1.7.7	Perdas de Carga Relativamente a uma Secção de Referência.....	16
1.7.8	Sobre a Estimativa das Perdas de Carga em Conduitas Complexas.....	17
1.8	Cálculo da Razão Ar-Combustível.....	17
1.9	Determinação das Propriedades dos Gases	17
1.10	Influência das Condições de Funcionamento no Desempenho	21
1.11	Limites de Explosividade	21
1.12	Efeitos de Compressibilidade	22
CAPÍTULO 2	FUNCIONAMENTO DO PROGRAMA	25
CAPÍTULO 3	RESULTADOS	29
3.1	Variação da Pressão no Injector	29
3.2	Variação da Humidade Relativa.....	33
3.3	Variação da Temperatura Ambiente	35
3.4	Variação da Pressão Ambiente.....	36
3.5	Perdas de Carga em Cada Região	37
3.6	Validação de Resultados	38

3.7	Discussão.....	40
3.7.1	Limitações do modelo implementado e sugestões de trabalho futuro.....	43
CAPÍTULO 4	Conclusões.....	45
CAPÍTULO 5	Bibliografia.....	47

LISTA DE SÍMBOLOS LATINOS

a_0/b_0	Razão entre altura e largura na secção de entrada [-]
c	Coeficiente de descarga do injector [-], velocidade do som [m/s]
C	Concentração no eixo do jacto [-]
C_0	Concentração no eixo do jacto à saída do injector [-]
C_1	Coeficiente para o cálculo da perda de carga na mudança de direcção [-], coeficiente para o cálculo da pressão de saturação [-]
C_2	Coeficiente para o cálculo da pressão de saturação [-]
C_3	Coeficiente para o cálculo da pressão de saturação [-]
C_4	Coeficiente para o cálculo da pressão de saturação [-]
C_5	Coeficiente para o cálculo da pressão de saturação [-]
C_6	Coeficiente para o cálculo da pressão de saturação [-]
C_{dg}	Coeficiente de descarga da grelha da flauta [-]
C_e	Concentração no eixo do jacto [-]
C_F	Coeficiente de perda de carga no queimador [-]
D_{cv}^e	Diâmetro de entrada do convergente [m]
D_g	Diâmetro da garganta [m]
D_H	Diâmetro hidráulico [m]
D_{hi}	Diâmetro hidráulico no centro da célula i [m]
d_i	Diâmetro da secção de saída do injector [m]
$\bar{f}$	Razão entre a área livre e a área total da grelha [-]

F_0/F_1	Razão entre a área da secção da conduta e da secção a montante [-]
h_{bc}	Altura do rectângulo na base da cabeça do queimador [m]
h_{bci}	Altura do rectângulo na base da cabeça do queimador no centro da célula i [m]
h_{cq}	Largura da cabeça do queimador [m]
h_{dv}	Altura à saída do divergente [m]
h_{gg}	Largura dos furos grandes [m]
h_{gp}	Largura dos furos pequenos [m]
h_{md}	Altura da saída da mudança de direcção [m]
I	Impulso sentido pelo injector [N]
k	Coeficiente para o cálculo da perda de carga na mudança de direcção [-]
K	Constante relativa à distribuição de propriedades no jacto [-], constante para contabilização de perdas de energia [-]
l_{bc}	Comprimento da base da cabeça do queimador [m]
l_{cq}	Comprimento da cabeça do queimador [m]
l_{cv}	Comprimento do convergente [m]
l_{dv}	Comprimento do divergente [m]
l_g	Comprimento da garganta [m]
l_{gg}	Comprimento dos furos grandes [m]
l_{gp}	Comprimento dos furos pequenos [m]
M_{as}	Massa molar do ar seco [kg/kmol]
M_v	Massa molar do vapor de água [kg/kmol]

n	Número de células [-]
p	Pressão [Pa]
p_c	Pressão do ponto crítico da água [Pa]
P_i	Pressão na região i [Pa]
P_r	Pressão na secção de referência [Pa]
p_v	Pressão de vapor da água [Pa]
p_{vs}	Pressão de saturação da água no ar húmido [Pa]
q_i	Caudal de mistura que circula na célula i [kg/s]
q_m	Caudal mássico de mistura [kg/s]
q_{mv}	Caudal volúmico de mistura [m ³ /s]
q_{gv}	Caudal volúmico de gás combustível [m ³ /s]
r	Posição radial num jacto [m]
R_0	Raio de curvatura de uma mudança de direcção [m]
R_{bc}	Raio do semicírculo na base da cabeça do queimador [m]
R_g	Constante de gás perfeito [J/kg·K]
R_m	Razão ar-combustível mássica [-]
R_{md}^e	Raio externo da mudança de direcção [m]
R_{md}^i	Raio interno da mudança de direcção [m]
R_v	Razão ar-combustível volúmica [-]
Re	Número de Reynolds [-]

Re_i	Número de Reynolds na célula i [-]
S	Área efectiva da secção do jacto à saída do injector [m ²]
S_g	Área da secção da garganta [m ²]
S_i	Área da secção de saída do injector [m ²], área da secção i [m ²]
S_{lg}	Área livre da grelha da flauta [m ²]
S_r	Área da secção de referência [m ²]
T	Temperatura [°C, K]
T_c	Temperatura do ponto crítico da água [K]
T_i	Temperatura à saída do injector [K], temperatura na região i [K]
T_m	Temperatura média da mistura [K]
T_r	Temperatura na secção de referência [K]
$\bar{u}$	Velocidade axial no eixo de jacto [m/s]
u_0	Velocidade axial no eixo do jacto no vértice do núcleo potencial [m/s]
$\bar{u}_0$	Velocidade axial no eixo do jacto à saída do injector [m/s]
u_e	Velocidade axial no eixo do jacto [m/s]
x	Posição axial no jacto [m]
x_a	Humidade absoluta [kg _v /kg _{as}]
x_m	Função da humidade absoluta [-]

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

α	Ângulo da base da cabeça do queimador [m]
δ_1/D_H	Razão espessura-diâmetro [-]
Δp	Contrapressão sentida pelo jacto [Pa]
$\bar{\varepsilon}_0^{Re}$	Coeficiente para o cálculo da perda de carga numa grelha [-]
γ	Coeficiente de expansão adiabática [-]
λ	Coeficiente de fricção de Darcy [-]
λ_i	Coeficiente de fricção de Darcy na célula i [-]
ϕ	Propriedade genérica numa posição qualquer de um jacto [-]
ϕ_e	Propriedade genérica no eixo de um jacto [-]
μ_{ah}	Viscosidade dinâmica do ar húmido [Pa·s]
μ_{as}	Viscosidade dinâmica do ar seco [Pa·s]
μ_{CH_4}	Viscosidade dinâmica do metano [Pa·s]
$\mu_{C_3H_8}$	Viscosidade dinâmica do propano [Pa·s]
$\mu_{C_4H_{10}}$	Viscosidade dinâmica do butano [Pa·s]
μ_v	Viscosidade dinâmica do vapor de água [Pa·s]
Φ_{AV}	Coeficiente para o cálculo da viscosidade do ar húmido [-]
Φ_{VA}	Coeficiente para o cálculo da viscosidade do ar húmido [-]
ρ_a	Massa volúmica do ar [kg/m ³]
ρ_{ah}	Massa volúmica do ar húmido [kg/m ³]

ρ_g	Massa volúmica do gás combustível [kg/m ³]
ρ_m	Massa volúmica da mistura [kg/m ³]
ϑ	Função da temperatura para o cálculo da pressão de saturação [-]
ξ	Coeficiente de perda de carga [-]
ξ'	Coeficiente de perda de carga na entrada [-]
ξ_0	Coeficiente de perda de carga numa curva de 90° [-]
ξ_φ	Coeficiente intermédio para o cálculo da perda de carga numa grelha [-]
ξ_{cv}	Coeficiente de perda de carga no convergente [-]
ξ_{dv}	Coeficiente de perda de carga no divergente [-]
$\xi_{est/gr}$	Perda de carga numa grelha [-]
ξ_f	Coeficiente de perda de carga num divergente simétrico ao convergente [-]
ξ_g	Coeficiente de perda de carga na garganta [-]
ξ_i	Perda de carga na região i
ξ_{md}	Coeficiente de perda de carga na mudança de direcção [-]
ξ_T	Perda de carga total referida a uma secção de referência [-]

LISTA DE ABREVIATURAS

ATG Association Technique de l'Industrie du Gaz en France

LIE Limite Inferior de Explosividade

LSE Limite Superior de Explosividade

EST Razão ar-combustível estequiométrica

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Esquema simplificado de um esquentador a gás, adaptado de [2].	2
Figura 1.2 – Esquema simplificado de um queimador, adaptado de [3].	3
Figura 1.3 - Forma de um jacto livre e semelhança dos perfis de propriedades ao longo do eixo, adaptado de [5].	5
Figura 1.4 - Definição da geometria do escoamento.	9
Figura 1.5 - Definição da geometria da cabeça do queimador.	10
Figura 1.6 - Grelha da flauta	11
Figura 1.7 - Geometria dos furos da grelha da flauta.	11
Figura 1.8 - Viscosidade dos gases combustíveis.	19
Figura 2.1 - Preenchimento dos parâmetros geométricos, impressão obtida do programa.	25
Figura 2.2 - Preenchimento do tipo de simulação, do tipo de gás e das condições a simular, impressão obtida do programa	26
Figura 2.3 – Comunicação do programa Matlab com os ficheiros de folha de cálculo	26
Figura 2.4 - Diagrama representativo da estrutura do programa Matlab	27
Figura 3.1 - Condições do clima "frio", impressão obtida do programa.	29
Figura 3.2 – Condições clima “temperado”, impressão obtida do programa.	29
Figura 3.3 - Condições do clima "tropical", impressão obtida do programa.	29
Figura 3.4 - Desempenho do metano em três tipos de clima	30
Figura 3.5 - Desempenho do propano em três tipos de clima.	30
Figura 3.6 - Desempenho do butano em três tipos de clima.	31
Figura 3.7 - Desempenho dos três gases num clima frio	31
Figura 3.8- Desempenho dos três gases num clima tropical.	32
Figura 3.9 - Desempenho dos três gases num clima temperado	32
Figura 3.10 - Condições das simulações com humidade relativa variável, impressão obtida do programa	33
Figura 3.11 - Desempenho dos três gases com a variação da humidade	33
Figura 3.12 - Desempenho do metano em três tipos de clima com a variação da humidade	34
Figura 3.13 - Desempenho do propano em três tipos de clima com a variação da humidade.	34
Figura 3.14 - Desempenho do butano em três tipos de clima com a variação da humidade.	35
Figura 3.15 - Condições das simulações com temperatura ambiente variável, impressão obtida do programa	35
Figura 3.16 - Desempenho dos três gases com a variação da temperatura.	36

Figura 3.17 - Condições das simulações com pressão atmosférica variável, impressão obtida do programa	37
Figura 3.18 - Desempenho dos três gases com a variação da pressão ambiente.	37
Figura 3.19 - Distribuição das perdas de carga por região.....	38
Figura 3.20 - Limites à razão ar-combustível para o metano, LIE – limite inferior de explosividade, LSE – limite superior de explosividade, EST – razão estequiométrica.....	39
Figura 3.21 - Limites à razão ar-combustível no caso do propano, LIE – limite inferior de explosividade, LSE – limite superior de explosividade, EST – razão estequiométrica.....	39
Figura 3.22- Limites à razão ar-combustível no caso do butano, LIE – limite inferior de explosividade, LSE – limite superior de explosividade, EST – razão estequiométrica.....	40
Figura 3.23 - Influência da temperatura da mistura na variação do desempenho do metano com a humidade relativa.	41
Figura 3.24 - Influência da pressão atmosférica na variação do desempenho do metano com a humidade relativa.	42

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Motivação e Objectivos

Os esquentadores domésticos são máquinas térmicas que têm como finalidade aquecer água. Têm como combustível hidrocarbonetos gasosos, sendo os mais comuns o gás natural, o propano e o butano, que são misturados com ar e queimados para produção de energia térmica.

O presente trabalho, proposto pela Bosch Termotecnologia, S.A., consiste no desenvolvimento de um programa de computador que, a partir de informação relativa ao tipo de combustível, à geometria e às condições de funcionamento do misturador de um esquentador doméstico convencional, estime a razão ar-combustível à saída do misturador, a jusante do qual a mistura voltará à atmosfera sob a forma de jactos, arrastando nova quantidade de ar e entrando depois em combustão. A chamada razão de ar primário, que é o quociente entre a razão ar-combustível da mistura que circula no misturador e a razão ar-combustível estequiométrica, é um importante parâmetro do funcionamento dos esquentadores a gás. A existência de um programa que estime este parâmetro permite prever o impacto da alteração de parâmetros geométricos ou das condições de funcionamento, por exemplo devido a diferenças entre climas, no desempenho dos equipamentos.

Um programa que implemente um modelo global dos queimadores é útil por permitir a realização de simulações em poucos segundos e a obtenção de resultados para uma vasta gama de condições de funcionamento, que num modelo distribuído (CFD – Computational Fluid Dynamics) consumiria uma quantidade de tempo muito superior. Pretende-se, assim, a produção de um programa em linguagem Matlab que seja capaz de estimar de forma expedita a razão ar-combustível à saída do queimador numa vasta gama de condições de funcionamento, em função de um conjunto de parâmetros geométricos e de propriedades dos fluidos de trabalho, bem como a utilização desse programa para a realização de algumas simulações que permitam compreender melhor os fenómenos envolvidos e aferir da razoabilidade dos seus resultados. Como objectivo secundário pretende-se avaliar os efeitos de compressibilidade na descarga do injector.

1.2 Estrutura da Dissertação

A presente dissertação comporta quatro capítulos. No Capítulo 1 é feita a contextualização do trabalho e é exposta a fundamentação teórica subjacente ao desenvolvimento do programa, nomeadamente dos modelos existentes para a modelação de queimadores de gás atmosféricos e das correlações para a estimativa de perdas de carga em condutas e determinação de propriedades. No

Capítulo 2 é feita uma breve apresentação do programa do ponto de vista do utilizador. No Capítulo 3 é descrito o conjunto das simulações realizadas e são apresentados os seus resultados obtidos no conjunto de simulações realizadas sob a forma de gráficos, é feita a sua validação e discussão. No Capítulo 4 são enumeradas as conclusões resultantes da realização do trabalho.

1.3 Funcionamento de um Esquentador a Gás

Os esquentadores a gás queimam hidrocarbonetos em estado gasoso como o gás natural, o propano ou o butano, para transferir o calor libertado na reacção de combustão para um caudal de água. O que distingue os esquentadores de outros dispositivos para aquecimento de água é o facto de o aquecimento ser praticamente instantâneo e realizado no momento em que a água quente é necessária, não requerendo armazenamento da mesma.

Um esquentador pode tipicamente ser dividido em três partes principais: os queimadores, onde é feita a mistura do gás combustível com o ar atmosférico, preparada a queima do combustível e iniciada a queima da mistura com ar primário, a câmara de combustão onde a mistura em combustão se mistura

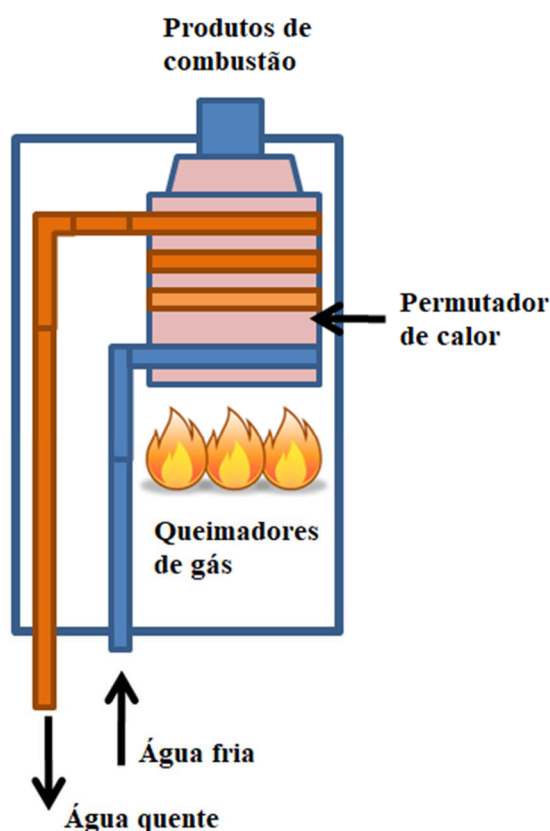


Figura 1.1 - Esquema simplificado de um esquentador a gás, adaptado de [1].

com o ar secundário e onde é completada a combustão, e o permutador de calor onde é transferida a energia dos gases de combustão para o caudal de água a aquecer [2].

O gás combustível é fornecido por um meio de elevada pressão (botija ou canalização de gás) e a sua pressão é, no esquentador, regulada por uma válvula reguladora que controla a pressão com que o gás chega ao injector, que consiste num pequeno bocal à saída do qual o gás forma um jacto ao misturar-se com o ar atmosférico. A potência fornecida ao esquentador corresponde ao produto do caudal de combustível injectado pelo seu poder calorífico, sendo o caudal regulado através da pressão a montante da saída do injector e em função do caudal de água a aquecer. A pressão no injector é, assim, um parâmetro da maior importância no funcionamento dos esquentadores.

Os jactos formados na ejeção do gás são dirigidos a condutas complexas, os misturadores, onde o gás é misturado com o ar arrastado, denominado ar primário. Depois disto a mistura sai da cabeça dos queimadores por grelhas estreitas sob a forma de jactos, arrastando nova quantidade de ar atmosférico (ar secundário) e dando depois origem à chama na câmara de combustão, agora com uma mistura pobre. Da câmara de combustão os produtos de combustão seguem para o permutador de calor. A água aquecida segue para utilização e os produtos de combustão podem seguir para atmosfera ou para permutadores secundários no sentido de pré-aquecer a água e/ou de aproveitar o calor latente de fusão do vapor de água presente nos produtos de combustão.

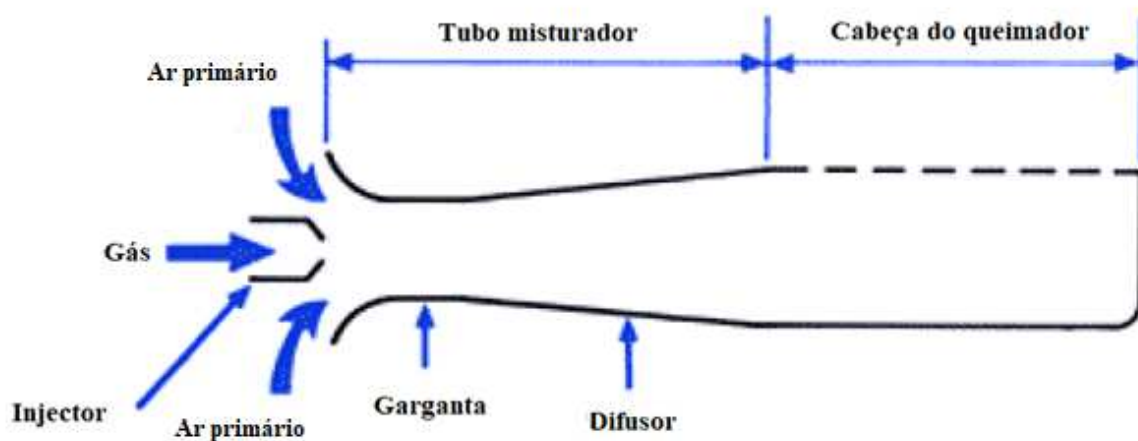


Figura 1.2 – Esquema simplificado de um queimador, adaptado de [3].

1.4 Jactos Turbulentos

O tipo de escoamento gerado na descarga de um gás de um meio de alta pressão para outro de baixa pressão através de um orifício é um jacto. Os jactos são escoamentos totalmente separados, no sentido em que, no seu seio, após a passagem pelo orifício, as partículas de fluido não sofrem uma

influência significativa da parede, no caso vertente representada pela superfície do injector. O jacto é caracterizado por uma estrutura troncocónica cuja secção aumenta na direcção do escoamento, reduzindo a velocidade e a concentração do gás oriundo do meio de alta pressão e aumentando o caudal ao incorporar massa do meio envolvente (arrastamento). O jacto incorpora por arrastamento um caudal de fluido envolvente igual ao caudal de gás descarregado a cada três diâmetros do injector, em termos aproximados [4]. No caso dos queimadores atmosféricos o gás descarregado do meio de alta pressão (a montante do injector) é o combustível e é denominado fluido indutor. O meio de baixa pressão é a atmosfera e é denominado fluido induzido [5].

No seio do jacto verifica-se uma região cónica denominada núcleo potencial, cuja base é a secção de saída do injector e em que a velocidade e a concentração se mantêm inalteradas relativamente à base. Fora desta região verifica-se um gradiente de massa e de momento na direcção perpendicular ao eixo do jacto que provoca a transferência destas propriedades para a atmosfera e o consequente alargamento do jacto. Após uma zona de transição o escoamento estabiliza e diz-se desenvolvido, passando a verificar-se a semelhança dos perfis de velocidade axial e de concentração (Figura 1.3). A referência [4] aponta para um comprimento do núcleo potencial de 4 a 5 diâmetros do injector e um comprimento da zona de transição de cerca de 10 diâmetros, enquanto a referência [5] sugere 5 diâmetros para o comprimento do núcleo potencial e ignora a existência de uma zona de transição.

A semelhança dos perfis de velocidade axial e de concentração verificada no escoamento desenvolvido significa que $\frac{\phi}{\phi_e} = \frac{\phi}{\phi_e} \left(\frac{r}{x} \right)$, onde ϕ representa o valor de uma propriedade na posição radial r , ϕ_e é o valor dessa propriedade no eixo e x é a distância à saída do injector medida ao longo do eixo. As referências [4] e [5] sugerem ambas uma forma dos perfis de velocidade axial e de concentração segundo uma função como a da Equação (1.1)

$$\frac{\phi}{\phi_e} = e^{-K \left(\frac{r}{x} \right)^2}. \quad (1.1)$$

A referência [4] sugere valores de K entre 82 e 92 para a velocidade axial e entre 54 e 57 para concentração. A referência [5] propõe que os dois perfis se sobrepõem e sugere um valor único de K igual a 70. Segundo [4] a velocidade axial no eixo, na zona de escoamento desenvolvido, varia em função da distância x à saída do injector conforme a Equação (1.2), e a concentração segue a Equação (1.3).

$$\frac{\bar{u}_0}{\bar{u}} = 0,16 \frac{x}{d_i} - 1,5 \quad (1.2)$$

$$\frac{C_0}{C} = 0,22 \frac{x}{d_i} - 1,5. \quad (1.3)$$

A referência [5] fornece a Equação (1.4) para a relação entre a velocidade axial no eixo e a distância ao vértice do núcleo potencial, e a Equação (1.5) para a relação entre a concentração de combustível no eixo do jacto e essa distância.

$$\frac{u_e}{u_0} = 5,9 \frac{d_i}{x} \quad (1.4)$$

$$\frac{C_e}{1} = 5,9 \frac{d_i}{x} \quad (1.5)$$

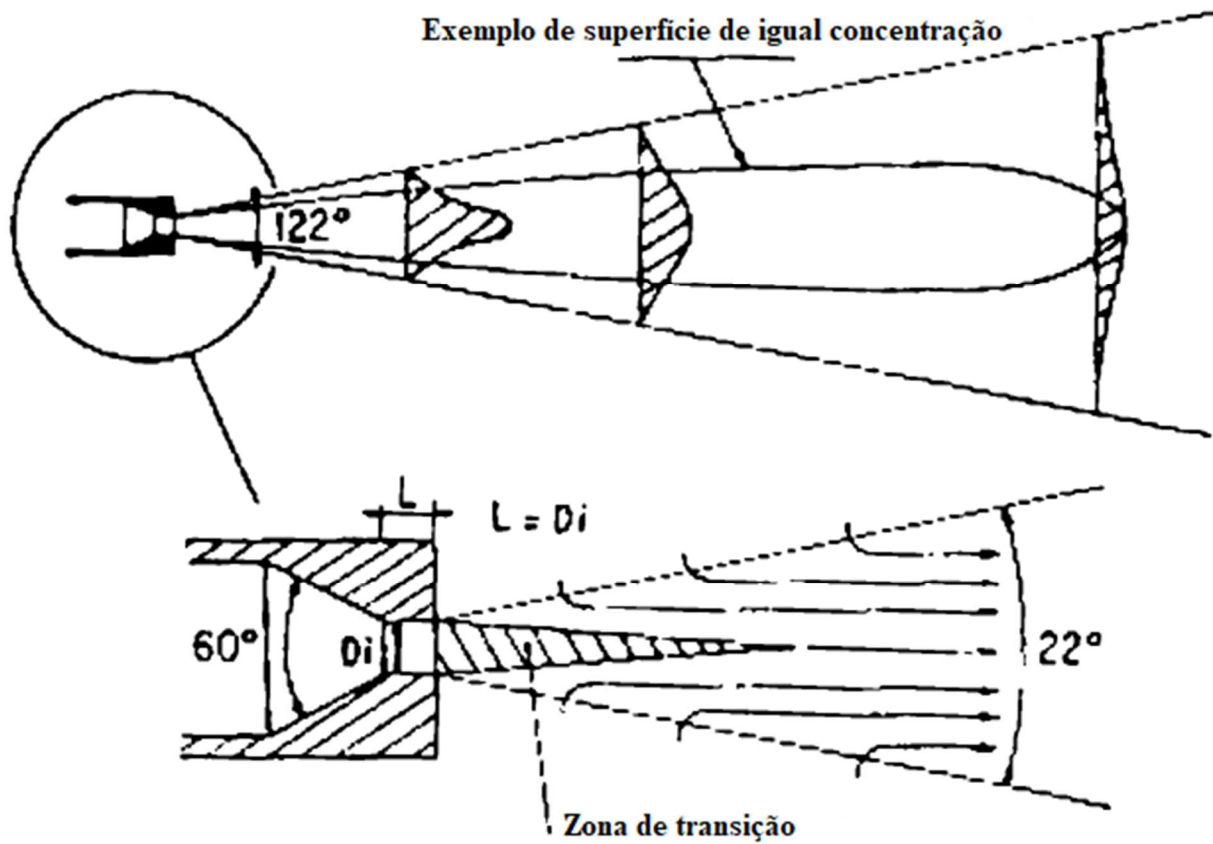


Figura 1.3 - Forma de um jacto livre e semelhança dos perfis de propriedades ao longo do eixo, adaptado de [5].

1.5 Arrastamento de Ar

Em grande parte dos esquentadores domésticos convencionais, e no caso particular do esquentador em estudo, o jacto de gás combustível é dirigido para o interior de uma conduta metálica denominada misturador, queimador ou flauta, Figura 1.2. Os queimadores são constituídos por um venturi (o misturador, por sua vez constituído por um convergente ou bocal, uma garganta e um divergente), e por uma região de secção elevada denominada cabeça do queimador, a qual pode ter várias formas, incluindo variações de secção e mudanças de direcção [3]. A maior secção implica, pela diminuição de momento, uma pressão mais elevada em relação ao exterior, o que permite que, da cabeça da flauta, a mistura seja descarregada para o exterior através dos orifícios de descarga.

1.5.1 Metodologia ATG (Association Technique de l'Industrie du Gaz en France)

A metodologia proposta pela ATG para a caracterização do arrastamento de ar em queimadores atmosféricos, [5], considera a perda de energia do jacto por fricção, relativamente ao impulso inicial (correspondente apenas à quantidade de movimento linear na ausência de contra-pressão), em cada região do misturador. Assim, estabelece-se a Equação (1.6), denominada equação fundamental do misturador, em que ξ é o coeficiente global de perda de carga do misturador, que consiste no somatório dos coeficientes de perda de carga em cada região do misturador referidos à garganta do mesmo, q_{mv} é o caudal volúmico de mistura, ρ_m é a massa volúmica da mistura, S é a área da secção de saída do injector, I é a força de impulso sentida pelo injector, de magnitude igual ao momento linear do gás à saída do mesmo, e Δp é a contrapressão no caso de o misturador não descarregar para a pressão atmosférica [5]

$$\frac{q_{mv}^2}{\rho_m S} = \frac{2}{1 + \xi} (I - S \Delta p). \quad (1.6)$$

A partir da equação fundamental do misturador pode relacionar-se a razão de caudais volúnicos ar-combustível, R_v , com o coeficiente global de perda de carga do misturador através da Equação (1.7), na qual ρ_a é a massa volúmica do ar às condições ambiente, ρ_g é a massa volúmica do gás combustível, S_g é a área da secção da garganta do misturador, T_i é a temperatura do gás à saída do injector, T_m é a temperatura média da mistura, c é o coeficiente de descarga do injector e q_{gv} é o caudal volúmico de gás combustível,

$$\left(R_v \frac{\rho_a}{\rho_g} + 1\right)(R_v + 1) = \frac{2S_g}{1 + \xi} \left[\frac{T_i}{cS_i T_m} - \frac{S \Delta p}{q_{gv}^2 \rho_g} \right]. \quad (1.7)$$

É importante notar que, na ausência de contra-pressão (pressão superior à saída dos queimadores superior à atmosférica), a razão ar-combustível só depende do caudal de gás indirectamente e através da variação do coeficiente de descarga do injector e do coeficiente global de perda de carga em função do mesmo. Assim, a tarefa da caracterização de um misturador, ou seja, da descrição da variação do caudal de mistura e da constituição dessa mistura em função de parâmetros como o caudal de gás e a contra-pressão, resume-se à determinação do coeficiente global de perda de carga. Esta tarefa pode ser concretizada experimentalmente, medindo o caudal de gás debitado pelo injector e o caudal de mistura à saída do misturador, de forma a conhecer o valor da razão ar-combustível e assim determinar os valores do coeficiente global de perda de carga numa determinada gama de números de Reynolds, ou de forma semi-empírica, estimando o coeficiente global de perda de carga a partir das perdas de carga em cada região do misturador, por sua vez estimadas com recurso a ábacos e equações disponíveis na literatura.

1.5.2 Metodologia Pritchard

A abordagem da referência [6] à estimativa da razão ar-combustível obtida no misturador é essencialmente a mesma da referência [5]. É estabelecida uma equação equivalente à Equação (1.7), denominada “equação fundamental do misturador”, que é a Equação (1.8), onde C_{dg} é o coeficiente de descarga da grelha da flauta, C_F é o coeficiente de perda de carga no interior do misturador e S_{lg} é a área livre da grelha de saída:

$$\left[\Delta p \frac{S_g^2}{\rho_a} q_{gv}^2 \right] - \frac{1}{2} (R_v + 1) \left(R_v + \frac{\rho_g}{\rho_a} \right) \left[\left(\frac{1}{C_{dg}^2} + C_F \right) \left(\frac{S_g}{S_{lg}} \right)^2 + 1 \right] + \frac{\rho_g S_g}{\rho_a S_i} = 0 \quad (1.8)$$

Também aqui o primeiro termo é suprimido no caso de a descarga da mistura ser feita para um meio a pressão atmosférica (ausência de contrapressão), obtendo-se a Equação :

$$(R_v + 1) \left(R_v + \frac{\rho_g}{\rho_a} \right) = 2 \frac{\rho_g S_g}{\rho_a S_i} \left[1 + K \left(\frac{S_g}{S_{lg}} \right)^2 \right]^{-1} \quad (1.9)$$

onde $K = \frac{1}{C_{dg}^2} + C_F$.

A perspectiva da referência [6] é a de seleccionar os valores de área da secção da garganta e de área livre da grelha que optimizem a razão ar-combustível. Demonstra-se que a razão ar-combustível é maximizada quando $S_g/S_{lg} = K^{-1/2}$ e daí decorre, para queimadores que tenham a razão S_g/S_{lg} optimizada, a Equação (1.10),

$$R_v \approx \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_a}} \left(\sqrt{\frac{S_g}{S_i}} - 1 \right). \quad (1.10)$$

A razão ar combustível é, como já tinha sido demonstrado no modelo da referência [5], pouco dependente do caudal, já que as perdas de carga são aproximadamente proporcionais ao caudal. No caso deste modelo as perdas de carga são contabilizadas não só pelo coeficiente de perda de carga, C_{dg} , mas pelo coeficiente de descarga da grelha da flauta, enquanto no modelo da referência [5] as perdas de energia por fricção nesta zona são incluídas no coeficiente ξ .

Como o programa desenvolvido no presente trabalho pretende modelar queimadores existentes, não sendo propriamente uma ferramenta para o dimensionamento de novos queimadores, optou-se por recorrer ao modelo da referência [5].

1.6 Descrição do Escoamento

Para efeitos de determinação de perdas de carga considera-se que o jacto é acelerado pelo convergente à entrada do misturador. O convergente é caracterizado geometricamente pelo diâmetro de entrada, D_{cv}^e , pelo comprimento, l_{cv} , e pelo diâmetro de saída, igual ao diâmetro da garganta, D_g , que liga o convergente ao divergente, formando um tubo de Venturi, e é caracterizada também pelo seu comprimento, l_g . O divergente é definido geometricamente pelo diâmetro de entrada, coincidente

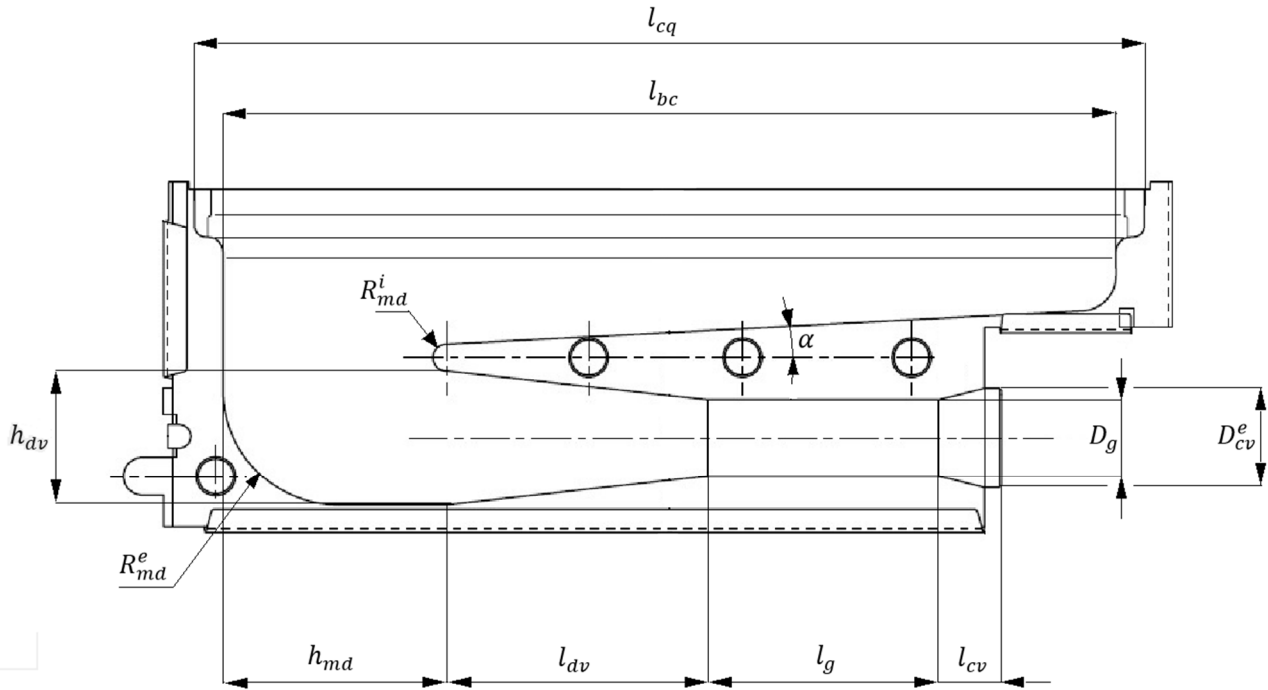


Figura 1.4 - Definição da geometria do escoamento

com o diâmetro da garganta, pela altura da secção de saída, h_{dv} (a largura é igual ao diâmetro da garganta) e pelo comprimento, l_{dv} . A jusante do divergente há uma mudança de direcção caracterizada pelo raio de curvatura interior, R_{md}^i , e exterior, R_{md}^e , e pela altura das secções de entrada, coincidente com a saída do divergente, e de saída, h_{md} , e que marca o fim do misturador, ligando-o à base da cabeça do queimador. As dimensões anteriormente mencionadas estão representadas graficamente na Figura 1.4. Na base da cabeça do queimador considera-se que a mistura se distribui de forma aproximadamente uniforme ao longo desta antes de se dirigir para a flauta propriamente dita. A secção da base da cabeça do queimador é composta por um semicírculo de raio R_{bc} e por um rectângulo de altura h_{bc} . Numa das extremidade h_{bc} é igual a zero, e o seu valor aumenta com a distância a essa extremidade segundo a tangente do ângulo α . Para efeitos do desenvolvimento do programa dividiu-

se esta região, de comprimento igual à diferença entre l_{bc} e h_{md} , e, três regiões de igual comprimento e de secção constante e igual à secção do centro da região. Deste modo, as perdas de carga nesta região são estimadas recorrendo à equação de Darcy-Weisbach, [7], utilizando o diâmetro hidráulico do centro da região. Como o escoamento que se dirige para a flauta é uniforme, considera-se que para cada região da base da cabeça entra a diferença entre o caudal total e o correspondente ao comprimento das regiões anteriores. A geometria cabeça do queimador está representada graficamente na Figura 1.5. Na flauta o escoamento é sujeito a uma série de contracções e expansões, sendo as mais importantes a passagem pelo estabilizador e pela grelha de saída. No modelo adoptado, para a determinação das perdas de carga na passagem por uma restrição súbita tipo grelha, é necessário conhecer a razão entre a área livre da restrição e a área da conduta. A conduta é um rectângulo de comprimento l_{cq} e largura h_{cq} . A área livre do estabilizador foi obtida recorrendo ao software de análise de imagens ImageJ, que permitiu calcular a área ocupada pela secção livre, e a área livre da grelha de saída foi obtida considerando os furos como 18 rectângulos pequenos de comprimento l_{gp} e largura h_{gp} e 15 rectângulos grandes de comprimento l_{gg} e largura h_{gg} , conforme a Figura 1.6 e a Figura 1.7.

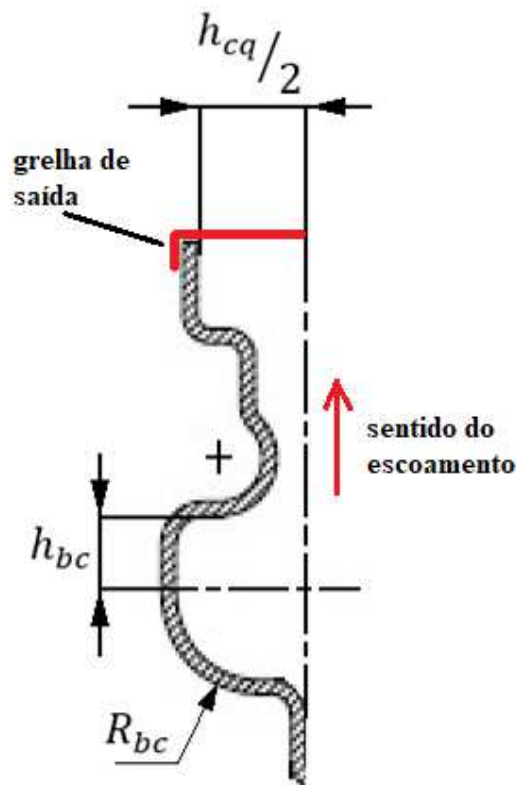


Figura 1.5 - Definição da geometria da cabeça do queimador.

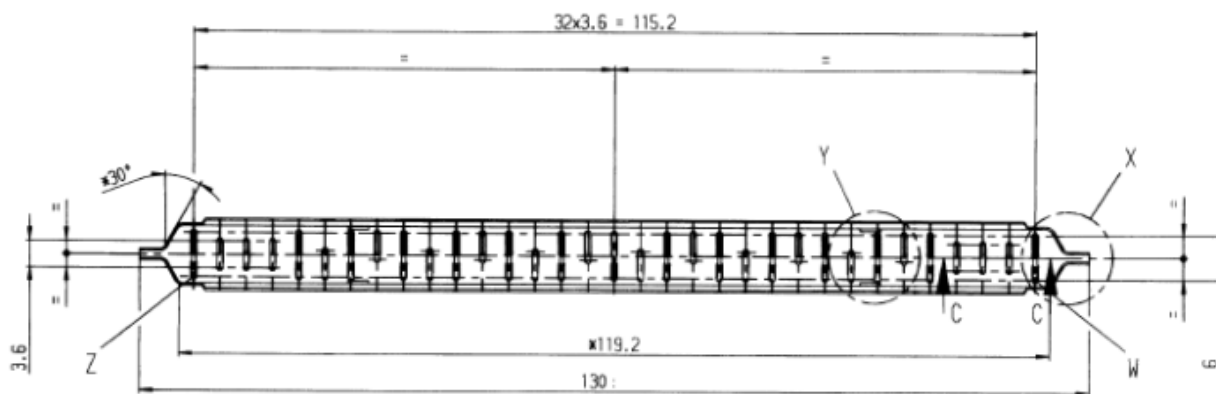


Figura 1.6 - Grelha da flauta

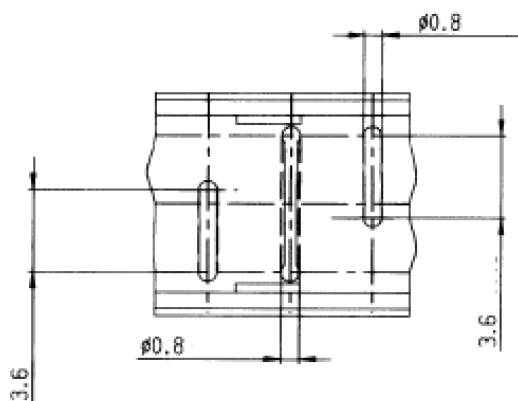


Figura 1.7 - Geometria dos furos da grelha da flauta

1.7 Determinação de Perdas de Carga

As perdas de carga podem ser estimadas para cada porção do misturador e para a flauta, assumindo-se depois que a perda de carga total é o somatório das perdas de carga em cada região. O facto de os coeficientes de perda de carga disponíveis na literatura se referirem a situações em que o escoamento está desenvolvido e de no caso vertente não haver espaço para o reestabelecimento do perfil de velocidades entre obstruções introduz um erro. Ainda assim, assume-se que permitem uma análise qualitativa da sensibilidade da perda de carga total aos diversos parâmetros geométricos.

A principal referência encontrada para a estimativa das perdas de carga é o livro *Memento des Pertes de Charge*, [8], que apresenta a informação sob a forma de ábacos. Como tal, cabe determinar polinómios que aproximem os dados na região de funcionamento do queimador e que possam ser utilizados para modelar matematicamente as perdas de carga e consequentemente a razão ar-combustível em função de parâmetros geométricos, do caudal de gás e de diferentes condições

ambiente. Respeitando os direitos de autor associado à obra, as tabelas e gráficos não foram incluídos na texto, sendo possível consultá-los nos “diagramas” mencionados.

É possível dividir o queimador, para efeitos de estimação de perdas de carga, nas seguintes regiões: convergente, garganta, divergente, curva em “L” com variação da secção, duas sequências de contracção/expansão súbitas e grelha.

1.7.1 Perdas no Convergente

No convergente ocorrem perdas associadas à entrada e perdas devidas à passagem pelo convergente propriamente dito. Assim, e segundo [8], as perdas no convergente são dadas pela Equação (1.11):

$$\xi_{cv} = \xi' \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) + \xi_f \quad (1.11)$$

onde F_0/F_1 é a razão entre a área da conduta e a área a montante desta, sendo neste caso igual a zero uma vez que o ar vem da atmosfera, ξ' é um coeficiente de perda de carga na entrada propriamente dita, e ξ_f é o coeficiente de perda de carga num divergente com a mesma geometria do convergente em questão. O coeficiente ξ' é dado em função apenas da razão entre a espessura da conduta e o diâmetro, δ_1/D_H , e conforme a Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Coeficiente ξ' para o cálculo de ξ_{cv} [8]

δ_1/D_H	0,030	0,040	0,050
ξ'	0,61	0,54	0,50

O coeficiente ξ_f é calculado pela Equação (1.12):

$$\xi_f = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 \right] \quad (1.12)$$

Nesta expressão, retirada do diagrama 5.2 da referência [8], λ é o factor de fricção, que pode ser calculado por equações como a de Colebrook ou a de Haaland, que relacionam λ com a geometria da conduta e com o número de Reynolds [7]. No caso do convergente, sendo o diâmetro variável, calcula-se o valor de λ nas duas extremidades e adopta-se no cálculo a média aritmética destes valores. O ângulo α é o ângulo de abertura do convergente.

1.7.2 Perdas na Garganta

Esta é uma região de secção constante em que o coeficiente de perda de carga pode ser determinado recorrendo à equação de Darcy-Weisbach, Equação (1.13):

$$\xi_g = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} = \lambda \frac{L_g}{D_g} \quad (1.13)$$

1.7.3 Perdas no Divergente

No divergente varia não só a área, mas a forma da secção, abandonando a forma circular pelo afastamento dos dois semicírculos, com o surgimento de um rectângulo entre estes. Este tipo de divergente também é contemplado na referência [8], recorrendo-se ao diagrama 5.3 e a um ângulo α equivalente, calculado pela Equação (1.14):

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{2\sqrt{\frac{hD_g}{\pi}} - D_g}{2l_d} \quad (1.14)$$

1.7.4 Perdas na Mudança de Direcção

Está disponível na literatura informação relativa a perdas de carga em mudanças de direcção com variação da secção, no entanto apenas no caso de secções rectangulares. Como aproximação admitir-se-á uma geometria rectangular com o atravancamento da geometria real. Isto introduz um erro pelas diferenças na geometria propriamente dita, mas também por resultar na utilização de uma velocidade média inferior para o mesmo caudal.

Na Equação (1.15) C_1 é uma constante que depende da razão entre a altura e a largura da secção de entrada conforme a Tabela 1.2, $\frac{F_0}{F_1}$ é a razão entre as áreas da secção de entrada e de saída e k é definido pela Equação (1.16),

$$\xi_{md} = \frac{64}{Re} C_1 e^{-k \frac{F_0}{F_1}}, \quad (1.15)$$

$$k = \ln \frac{1}{\xi_0}, \quad (1.16)$$

Na Equação (1.16) ξ_0 é o coeficiente de perda de carga para uma curva de 90° com a secção constante e igual à secção de entrada, conforme o diagrama 6.2 da referência [8], Equação (1.17):

$$\xi_0 = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R_0}{D_H}}} C_1 + 0,0175 \lambda \frac{R_0}{D_H} \frac{\pi}{2}, \quad (1.17)$$

onde C_1 é novamente uma constante dependente da razão entre a altura e a largura na secção de entrada, agora conforme a Tabela 1.3.

Tabela 1.2 - Valores da constante C_1 para o cálculo de ξ_{md} [8]

a_0/b_0	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5
C_1	1,30	1,17	1,09	1,00	0,90

Tabela 1.3 - Valores da constante C_1 para o cálculo de ξ_0 [8]

a_0/b_0	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5
C_1	1,80	1,45	1,20	1,00	0,68

1.7.5 Perdas na Base da Cabeça do Queimador

Para estimar a perda de carga na base da cabeça do queimador (ou distribuidor da flauta) pode considerar-se como aproximação um escoamento na direcção do comprimento da flauta com redução progressiva e uniforme do caudal, de tal forma que siga para a cabeça do queimador um fluxo de mistura uniformemente distribuído. Neste sentido dividiu-se esta região em n células de igual comprimento e considerou-se que em cada célula circula a diferença entre o caudal total e o correspondente ao comprimento entre a entrada da base e a célula em questão. O diâmetro utilizado no cálculo das perdas de carga é o do centro de cada região e o cálculo é feito recorrendo à equação de Darcy-Weisbach. Ou seja, a perda de carga na região i é dada por:

$$\xi_i = \lambda_i \frac{l_{bc}/n}{D_{hi}} \quad (1.18)$$

onde D_{hi} é o diâmetro no centro de célula i , dado por:

$$D_{hi} = 4 \frac{(\pi R_{bc}^2/2 + 2R_{bc}h_{bci})}{(\pi R_{bc} + 2R_{bc} + 2h_{bci})} \quad (1.19)$$

onde h_{bci} é a altura da parte rectangular da secção no centro da célula i , dado por:

$$h_{bci} = \frac{l_{bc}}{n} \left(\frac{1}{2} + n - i \right) \tan \alpha. \quad (1.20)$$

O coeficiente de fricção λ_i é calculado com base no número de Reynolds do escoamento da região i , Equação (1.21):

$$Re_i = 4 \frac{q_i}{\pi D_{hi} \mu_m} \quad (1.21)$$

onde

$$q_i = \frac{q_e}{n} \left(\frac{1}{2} + n - i \right). \quad (1.22)$$

Para relacionar as perdas em cada região com uma região de referência, uma vez que o coeficiente de perda de carga representa a razão entre a energia perdida por unidade de massa e a energia cinética por unidade de massa na secção de referência, foi usada a expressão da Equação (1.23),

$$\xi_{bc} = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{D_{h1}^4 \left(\frac{1}{2} + n - i \right)}{D_{hi}^4 \left(n - \frac{1}{2} \right)}. \quad (1.23)$$

Esta expressão contabiliza a perda de carga relativa apenas à quantidade de mistura que circula em cada região ou célula.

1.7.6 Perdas na Cabeça do Queimador

Nesta região, dada a magnitude das diferentes perdas, optou-se por considerar apenas as perdas à passagem na grelha e à passagem no estabilizador. Para tal recorre-se à Equação (1.24) disponível no diagrama 8.2 da referência [8],

$$\xi_{est/gr} = \left[\xi_{\varphi} + \bar{\varepsilon}_0^{Re} (\xi_0 - \bar{f})^2 \right] \frac{1}{\bar{f}} \quad (1.24)$$

Na equação (1.24) $\bar{f}$ é a razão entre a área livre da secção e a área da conduta, ξ_0 é dado pela expressão da Equação (1.25), ξ_{φ} é dado em função de $\bar{\varepsilon}_0^{Re}$ e de $\bar{f}$ conforme a Tabela 1.4 e $\bar{\varepsilon}_0^{Re}$ é apenas função do número de Reynolds,

$$\xi_0 = 1 + \sqrt{\frac{1 - \bar{f}}{2}}. \quad (1.25)$$

Tabela 1.4 - Valores de ξ_{φ} para o cálculo de $\xi_{est/gr}$ [8]

Re	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$	10^5
$\bar{\varepsilon}_0^{Re}$	0,59	0,64	0,74	0,81	0,94
$\bar{f}$	ξ_{φ}				
0	0,30	0,22	0,15	0,11	0,04
0,2	0,26	0,20	0,13	0,09	0,03
0,3	0,22	0,17	0,10	0,07	0,02
0,4	0,14	0,10	0,06	0,04	0,02

1.7.7 Perdas de Carga Relativamente a uma Secção de Referência

Para compatibilizar a informação relativa às perdas de carga ao longo da conduta no sentido de determinar as perdas totais, deve calcular-se o coeficiente de perda de carga que se obteria à velocidade verificada numa secção de referência. A referência [5] disponibiliza para isto a relação da Equação (1.26), permitindo ter em conta variações de temperatura ao longo da conduta, bem como variações de pressão devidas a perdas de carga,

$$\xi_T = \sum_i \xi_i \frac{S_r^2 P_r T_i}{S_i^2 P_i T_r}. \quad (1.26)$$

1.7.8 Sobre a Estimativa das Perdas de Carga em Conduas Complexas

As correlações para a estimativa das perdas de carga em condutas tem geralmente por base a hipótese de que o escoamento se encontra totalmente desenvolvido. Em condutas complexas, com várias mudanças de secção e mudanças de direcção, os troços rectilíneos e de secção constante entre acidentes podem ser inexistentes ou demasiado curtos, não sendo o perfil de velocidades restabelecido. O impacto deste fenómeno não pode ser previsto sem verificação experimental ou por simulação em modelação distribuída, e foi por isso desprezado, considerando-se assim que as perdas de carga totais correspondem à soma das perdas de carga em cada secção calculadas assumindo um escoamento totalmente desenvolvido.

1.8 Cálculo da Razão Ar-Combustível

Para determinar a razão ar-combustível, R , é necessário fornecer uma estimativa inicial do seu valor que permita calcular um valor de caudal de mistura a usar no cálculo do coeficiente global de perdas de carga. O valor deste é depois introduzido na Equação (1.7) para se obter nova estimativa de R , sendo este procedimento repetido até que o valor de R convirja.

A razão ar-combustível fornecida pela Equação (1.7) é volúmica e pode ser relacionada com razão mássica pela Equação (1.27), onde ρ_{ah} é a massa volúmica do ar húmido e ρ_g é a massa volúmica do gás combustível,

$$R_m = \frac{\rho_{ah}}{\rho_g} R_v. \quad (1.27)$$

1.9 Determinação das Propriedades dos Gases

As propriedades de interesse na determinação das perdas de carga são a massa volúmica e a viscosidade. As duas propriedades são fortemente dependentes da temperatura e a massa volúmica é também fortemente dependente da pressão. A massa volúmica dos gases combustíveis pode determinar-se com recurso à equação de estado dos gases perfeitos, Equação (1.28), conhecida a constante do gás R_g (Tabela 1.5), a temperatura, T , e a pressão, p ,

$$\rho_g = \frac{p}{R_g T}. \quad (1.28)$$

Tabela 1.5 - Constante de gás dos combustíveis

Gás	R_g [J/kg·K]
CH ₄	518
C ₃ H ₈	143
C ₄ H ₁₀	189

A massa volúmica do ar húmido, sendo este um mistura de ar seco e de vapor de água, pode ser estimada com o conhecimento de três propriedades intensivas, nomeadamente da humidade absoluta, x_a , da pressão, p , e da temperatura, T , através da Equação (1.29), [9],

$$\rho_{ah} = \frac{1 + x_a}{461,56(0,62198 + x_a)} \cdot \frac{p}{T}. \quad (1.29)$$

A humidade absoluta relaciona-se com a pressão de vapor da água, p_v , e com a pressão ambiente, p , através da Equação (1.30) [9]. Por sua vez a pressão de vapor relaciona-se com a humidade relativa, ϕ , e com a pressão de saturação, p_{vs} , através da Equação (1.31), e a pressão de saturação relaciona-se com a temperatura através da Equação (1.32), [10], onde p_c e T_c são respectivamente a pressão e a temperatura do ponto crítico da água ($22,064 \cdot 10^6$ Pa e 647 K) e $\vartheta = 1 - T/T_c$. Os coeficientes da Equação (1.32) podem ser consultados na Tabela 1.6,

$$x_a = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v}. \quad (1.30)$$

$$\phi = \frac{p_v}{p_{vs}}, \quad (1.31)$$

e

$$\ln \frac{p_{vs}}{p_c} = \frac{T_c}{T} (C_1\vartheta + C_2\vartheta^{1,5} + C_3\vartheta^3 + C_4\vartheta^{3,5} + C_5\vartheta^4 + C_6\vartheta^{7,5}) \quad (1.32)$$

Tabela 1.6 - Coeficientes da Equação (1.32)

C_1	-7,8595	C_4	22,681
C_2	1,8441	C_5	-15,962
C_3	-11,787	C_6	1,8012

A viscosidade dinâmica dos gases combustíveis pode ser estimada a através de correlações obtidas a partir de valores tabelados, por exemplo. No presente trabalho recorreu-se a valores disponibilizados pelo *NIST (National Institute of Standards and Technology, EUA)*, [11], tendo-se chegado, por intermédio de uma regressão linear, por ser este o tipo de regressão mais adequado ao andamento dos dados no intervalo de interesse, às correlações das Equações (1.33) a (1.35), Figura

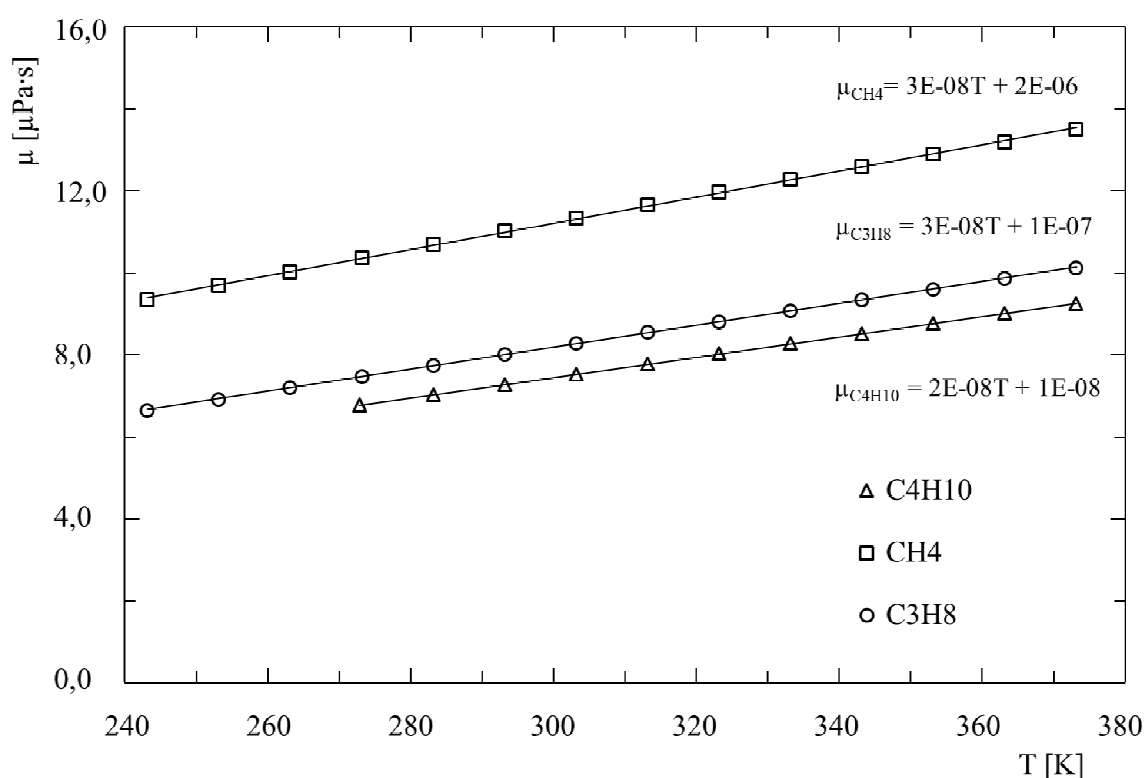


Figura 1.8 - Viscosidade dos gases combustíveis.

1.8. As correlações para o metano e para o propano são válidas de -30 °C a 70 °C e a correlação para o butano é válida entre -1 °C e 70 °C, uma vez que abaixo dos -1 °C este fluido já não se encontra no

estado gasoso. Todas são válidas para uma pressão de 1 atm, sendo que a viscosidade é aproximadamente independente da pressão,

$$\mu_{CH_4} = 3,1895 \cdot 10^{-8}T + 1,6448 \cdot 10^{-6}, \quad (1.33)$$

$$\mu_{C_3H_8} = 2,6795 \cdot 10^{-8}T + 1,4814 \cdot 10^{-7}, \quad (1.34)$$

$$\mu_{C_4H_{10}} = 2,4795 \cdot 10^{-8}T + 1,0693 \cdot 10^{-8}. \quad (1.35)$$

A viscosidade dinâmica do ar húmido, μ_{ah} , relaciona-se com a viscosidade do ar seco, μ_{as} , e com a viscosidade do vapor de água, μ_v , através da expressão da Equação (1.36), [9],

$$\mu_{ah} = \frac{\mu_{as}}{1 + x_m \Phi_{AV}} + \frac{\mu_v}{1 + \frac{\Phi_{AV}}{x_m}}, \quad (1.36)$$

onde

$$x_m = 1,61x_a, \quad (1.37)$$

$$\Phi_{AV} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{as}}{\mu_v} \right)^{0,5} \left(\frac{M_v}{M_{as}} \right)^{0,25} \right]^2}{2\sqrt{2} \left(1 + \frac{M_{as}}{M_v} \right)^{0,5}}, \quad (1.38)$$

e

$$\Phi_{VA} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_v}{\mu_{as}} \right)^{0,5} \left(\frac{M_{as}}{M_v} \right)^{0,25} \right]^2}{2\sqrt{2} \left(1 + \frac{M_v}{M_{as}} \right)^{0,5}}. \quad (1.39)$$

Nas Equações (1.38) e (1.39), M_{as} e M_v são as massas molares do ar seco e da água, respectivamente. As viscosidades do ar seco e da água são, por sua vez, relacionadas com a temperatura através das Equações (1.40) e (1.41), [9],

$$\mu_{as} \cdot 10^6 = 0,40401 + 0,074582T - 5,7171 \cdot 10^{-5}T^2 + 2,9928 \cdot 10^{-8}T^3 - 6,2524 \cdot 10^{-12}T^4, \quad (1.40)$$

$$\mu_v \cdot 10^6 = \frac{\sqrt{\frac{T}{647,27}}}{0,01816 + 0,01776 \left(\frac{647,27}{T}\right) + 0,01053 \left(\frac{647,27}{T}\right)^2 - 0,003674 \left(\frac{647,27}{T}\right)^3}. \quad (1.41)$$

1.10 Influência das Condições de Funcionamento no Desempenho

As condições de funcionamento, como o estado do ar (pressão, temperatura, humidade), o estado do gás combustível e a respectiva pressão de alimentação têm influência na magnitude das perdas de carga e consequentemente na razão ar-combustível primária.

O aumento da pressão no injetor irá provocar um aumento do caudal de gás e uma variação ligeira da razão ar-combustível por via da variação da magnitude das perdas de carga, que são dependentes da velocidade da mistura, proporcional ao caudal.

O aumento da temperatura provoca uma diminuição da massa volúmica e um aumento da viscosidade dos gases, tendo estes dois fenómenos influência sobre a magnitude das perdas de carga, que são dependentes do número de Reynolds. O regime do escoamento irá determinar o andamento da magnitude das perdas de carga em cada região em função da massa volúmica e da viscosidade dinâmica, já que, embora num determinado regime o aumento do número de Reynolds provoque sempre a diminuição das perdas de carga, há um aumento abrupto das mesmas na transição entre regimes.

O aumento da pressão tem influência desprezável na viscosidade dos gases, mas é proporcional à variação da massa volúmica.

O valor da viscosidade dinâmica do vapor de água é, na gama de temperaturas típica do ar ambiente, cerca de metade do do ar seco. Assim sendo, um aumento da humidade relativa implicará uma diminuição da viscosidade da mistura. A massa volúmica do vapor também é inferior ao do ar seco na gama de estados a considerar, e por isso o aumento da humidade relativa irá contribuir para a diminuição da massa volúmica da mistura.

1.11 Limites de Explosividade

O modelo de queimador que serviu de base ao presente trabalho foi desenhado de forma a que a mistura à saída da flauta esteja dentro dos limites de explosividade. Os limites de explosividade são os valores máximo (Limite Superior Explosividade - LSE) e mínimo (Limite Inferior de Explosividade - LIE) de concentração do gás combustível na mistura entre os quais esta é inflamável. Isto significa

que a razão ar-combustível no queimador deve ser tal que a concentração se encontre entre os limites referidos. Os limites relativos ao metano, propano e butano em condições de pressão e temperatura normais podem ser consultados na Tabela 1.7.

A conversão da informação de valores de concentração em valores de razão ar-combustível mássica é feita segundo a Equação (1.42),

$$R_m = \frac{100 - C}{C} \frac{\rho_a}{\rho_g} \quad (1.42)$$

Tabela 1.7 - Limites de explosividade [12]

Gás	LSE [%vol]	LSE [kg _{ar} /kg _{cb}]	LIE [%vol]	LIE [kg _{ar} /kg _{cb}]
CH ₄	15,0	10,1	5,0	34,2
C ₃ H ₈	9,5	6,2	2,1	30,6
C ₄ H ₁₀	8,4	5,41	1,8	30,6

Esta é uma possível forma de validação dos resultados das simulações realizadas com o programa desenvolvido neste trabalho, a par da expectativa de que, à saída do queimador, a razão ar-combustível seja inferior à estequiométrica, Tabela 1.8.

Tabela 1.8 - Razões ar-combustível estequiométricas

Gás	R_{est} [kg/kg]
CH ₄	17,2
C ₃ H ₈	15,6
C ₄ H ₁₀	15,5

1.12 Efeitos de Compressibilidade

O número de Mach, M , definido pelo quociente entre a velocidade do fluido num escoamento e a respectiva velocidade do som, c , é uma grandeza adimensional que pretende avaliar os efeitos de compressibilidade no escoamento de fluidos, [7].

A velocidade do som num gás perfeito pode ser calculada recorrendo à razão de calores específicos, γ , à constante do gás, R_g , e à sua temperatura, T , pela Equação (1.43).

$$c = \sqrt{\gamma R_g T} \quad (1.43)$$

Interessa conhecer o maior número de Mach presente no escoamento de forma a avaliar a necessidade de considerar efeitos de compressibilidade no escoamento. A compressibilidade (variação espacial da massa volúmica do fluido de trabalho) é caracterizada por dois fenómenos que não se verificam em escoamentos incompressíveis: as ondas de choque, que implicam descontinuidades espaciais das propriedades do fluido, e o bloqueamento que ocorre em restrições e que consiste implica que o escoamento a montante da restrição não deixe de ser afectado pelo que ocorre a jusante desta [13].

Verificou-se numa simulação da descarga de metano com a pressão no injector a 3,5 kPa que o maior número de Mach presente no escoamento se encontra na saída do injector, com um valor de 0,198, pelo que os efeitos de compressibilidade são desprezáveis, como são de forma geral quando o número de Mach é inferior a 0,3. Num estudo do escoamento em queimadores industriais que apresentava número de Mach de 0,21 foram feitas simulações CFD com e sem a consideração de efeitos de compressibilidade, tendo os resultados sido idênticos [14].

CAPÍTULO 2

FUNCIONAMENTO DO PROGRAMA

O utilizador deve definir os parâmetros de funcionamento do programa no ficheiro de folha de cálculo *variaveis.xlsx* utilizando um *software* de folha de cálculo como o Microsoft Excel, cujo aspecto se pode observar na Figura 2.1 e na Figura 2.2 (estas figuras são impressões retiradas do programa, que requer a utilização o ponto como separador decimal, sendo esse o motivo da não concordância com a utilização da vírgula na restante parte deste documento). Aqui deve proceder-se ao preenchimento dos valores dos diferentes parâmetros geométricos, à selecção do tipo de simulação e do tipo de gás e ao preenchimento das propriedades do ar atmosférico. Ao seleccionar o tipo de gás, o diâmetro do injector é preenchido automaticamente em conformidade. Os parâmetros devem ser todos fisicamente plausíveis.

Variável	Valor	Unidades	Descrição
D_i	7.10E-04	m	Diâmetro da secção de saída do injector
c_i	0.9	-	Coeficiente de descarga do injector
eps	1.00E-05	m	Rugosidade
D_e_cv	0.013	m	Diâmetro de entrada do convergente
l_cv	0.006	m	Comprimento do convergente
D_g	0.009	m	Diâmetro da garganta
l_g	0.03	m	Comprimento da garganta
h_dv	0.015	m	Altura à saída do divergente
l_dv	0.034	m	Comprimento do divergente
R_md	0.009	m	Raio de curvatura da mudança de direcção
h_md	0.027	m	Altura à saída da mudança de direcção
R_bc	0.0045	m	Raio do semicírculo na base da cabeça do queimador
alfa_bc	3	°	Ângulo de convergência da base da cabeça do queimador
l_bc	0.0895	m	Comprimento da base da cabeça do queimador
l_ebc	0.0315	m	Comprimento da entrada para a base da cabeça
f_barra_cq	0.173	-	Razão de área livre do estbailizador
l_cq	0.118	m	Comprimento da cabeça do queimador
h_cq	0.0074	m	Largura da cabeça do queimador
h_gp	0.0008	m	Largura dos furos pequenos da grelha
l_gp	0.0036	m	Comprimento dos furos pequenos da grelha
h_gg	0.0008	m	Largura dos furos grandes da grelha
l_gg	0.006	m	Comprimento dos furos grandes da grelha
n_gp	18	-	Número de furos pequenos na grelha
n_gg	15	-	Número de furos grandes na grelha

Figura 2.1 - Preenchimento dos parâmetros geométricos, impressão obtida do programa

De seguida o utilizador deve, no Matlab, correr o script main.m no domínio do programa submetendo o comando “main” na linha de comandos. O programa irá registar os resultados num ficheiro excel que se encontra disponível no domínio do programa. Cada tipo de simulação irá preencher o ficheiro de resultados correspondente, podendo este ser posteriormente copiado para fora do domínio para que os dados possam ser processados, Figura 2.3.

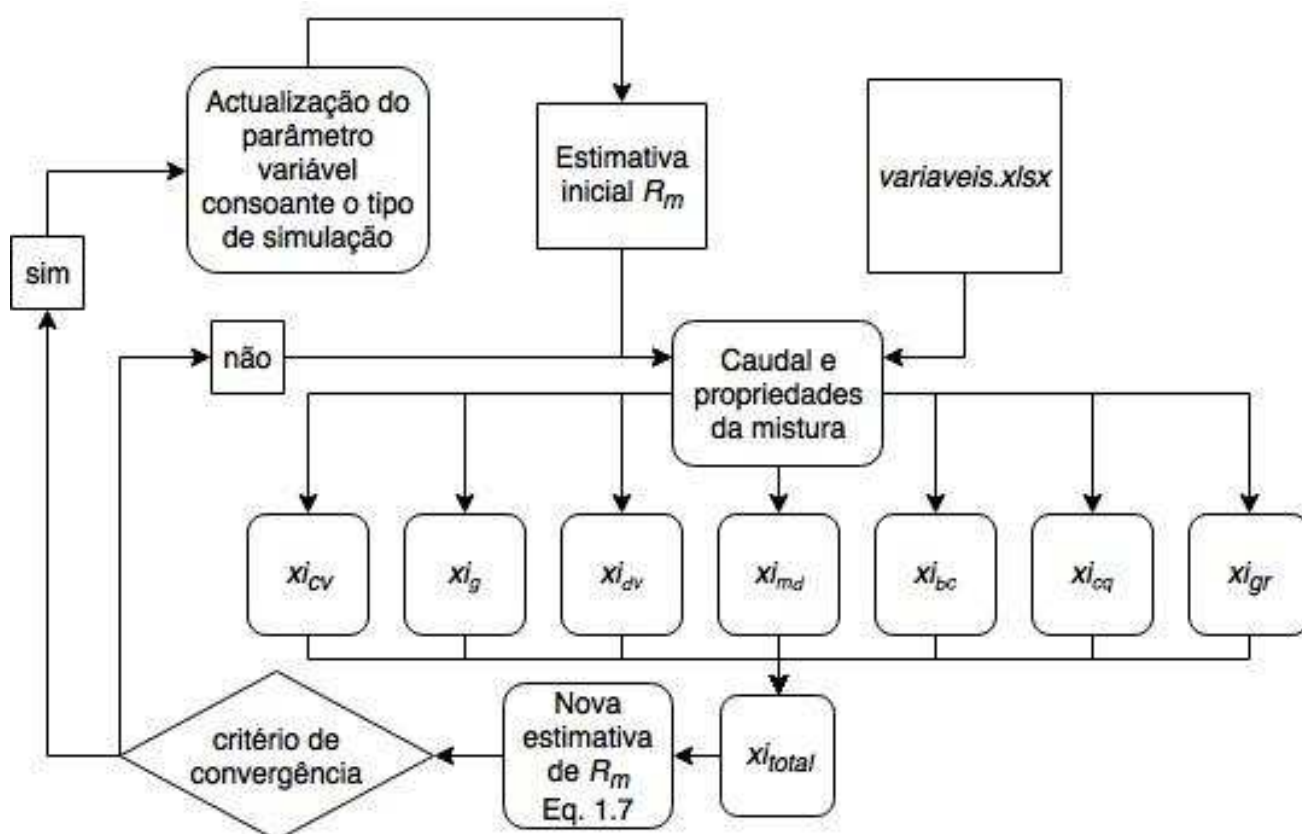


Figura 2.4 - Diagrama representativo da estrutura do programa Matlab

O programa começa por importar do ficheiro *variáveis.xlsx* todas as informações relativas à geometria e às condições de funcionamento, Figura 2.4. De seguida inicia o cálculo para o primeiro ponto de funcionamento (em cada corrida do programa são simulados 20 pontos de funcionamento entre os valores mínimo e máximo definidos na Figura 2.2), de acordo com o tipo de simulação (pressão no injector variável, temperatura variável, pressão ambiente variável, humidade relativa variável), a partir de uma estimativa inicial do valor da razão ar-combustível. Calcula depois o caudal de mistura, com base nas condições de funcionamento registadas no ficheiro *variaveis.xlsx* e na estimativa do valor de R_m , as propriedades da mistura recorrendo às equações expostas na Secção 1.9. Os valores do caudal, das propriedades da mistura e dos parâmetros geométricos são utilizados no cálculo das perdas de carga de acordo com as equações apresentadas na Secção 1.7, utilizando-as no

cálculo de nova estimativa do valor da razão ar-combustível pela Equação (1.7). Esta nova estimativa é comparada com a anterior. Se o critério de convergência for cumprido é iniciado o cálculo para o ponto de funcionamento seguinte, caso contrário é repetido o processo anteriormente descrito para obtenção de nova estimativa da razão ar-combustível.

CAPÍTULO 3

RESULTADOS

3.1 Variação da Pressão no Injector

Foram realizadas simulações do efeito da variação da pressão no injector, e consequentemente do caudal de combustível, na razão ar-combustível com Metano, Butano e Propano e para três tipos de clima diferentes: “frio”, caracterizado por temperaturas baixas e ausência de humidade, tabela da Figura 3.1, “temperado”, caracterizado por temperaturas amenas e humidade intermédia, Figura 3.2, e “tropical”, caracterizado por altas temperaturas e elevada humidade, Figura 3.3. A simulação do desempenho do butano em clima frio teve de ser realizada com uma temperatura superior, de 0°C, já que à pressão atmosférica normal o butano condensa a cerca de -1°C.

P_i variável		
T_amb	263.15	K
P_amb	101325.00	Pa
P_i_min	500.00	Pa
P_i_max	3500.00	Pa
phi_amb	0.00	-

Figura 3.1 - Condições do clima "frio", impressão obtida do programa

P_i variável		
T_amb	293.15	K
P_amb	101325.00	Pa
P_i_min	500.00	Pa
P_i_max	3500.00	Pa
phi_amb	30.00	-

Figura 3.2 – Condições clima “temperado”, impressão obtida do programa

P_i variável		
T_amb	308.15	K
P_amb	101325.00	Pa
P_i_min	500.00	Pa
P_i_max	3500.00	Pa
phi_amb	70.00	-

Figura 3.3 - Condições do clima "tropical", impressão obtida do programa.

Os resultados obtidos para as simulações com metano, propano e butano para os três tipos de clima são apresentados respectivamente na Figura 3.4, Figura 3.5 e Figura 3.6. Estes resultados são apresentados para os mesmos gases, mas separados por tipo de clima na Figura 3.7, Figura 3.9 e Figura 3.8.

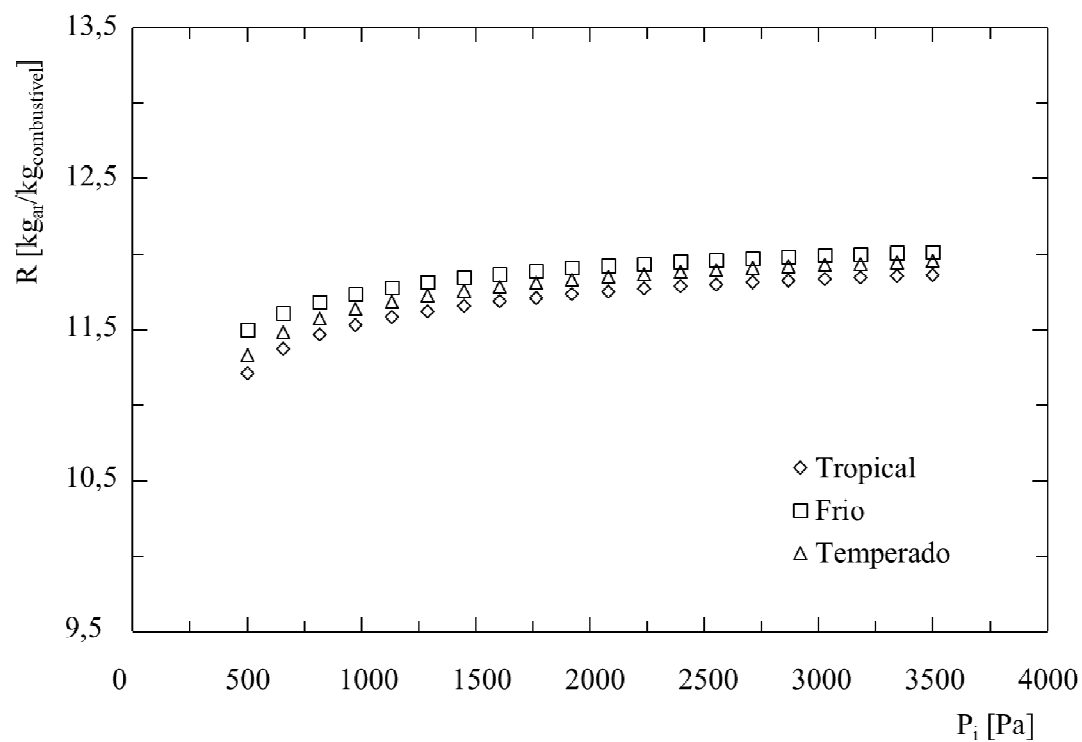


Figura 3.4 - Desempenho do metano em três tipos de clima

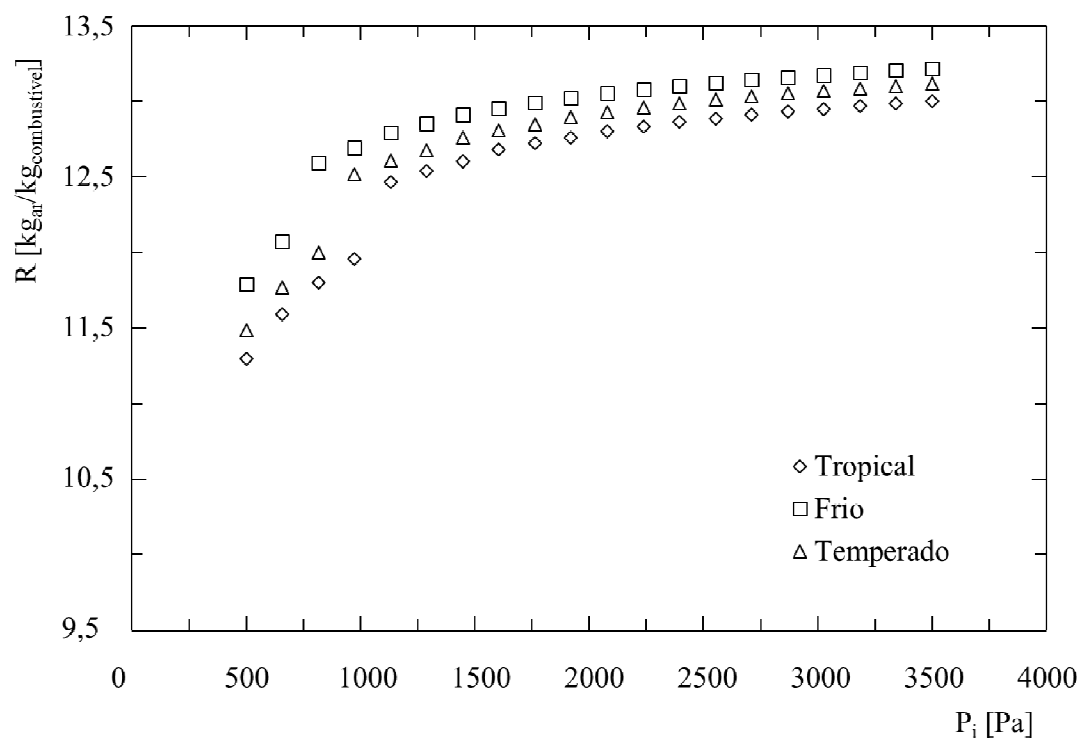


Figura 3.5 - Desempenho do propano em três tipos de clima

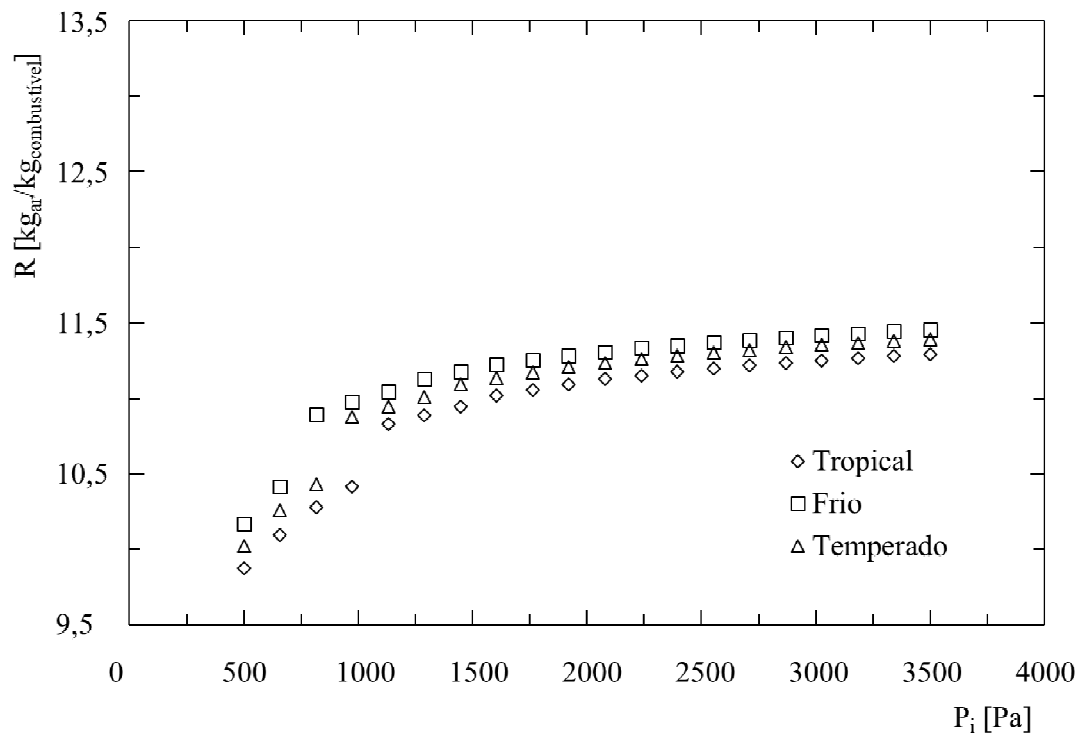


Figura 3.6 - Desempenho do butano em três tipos de clima.

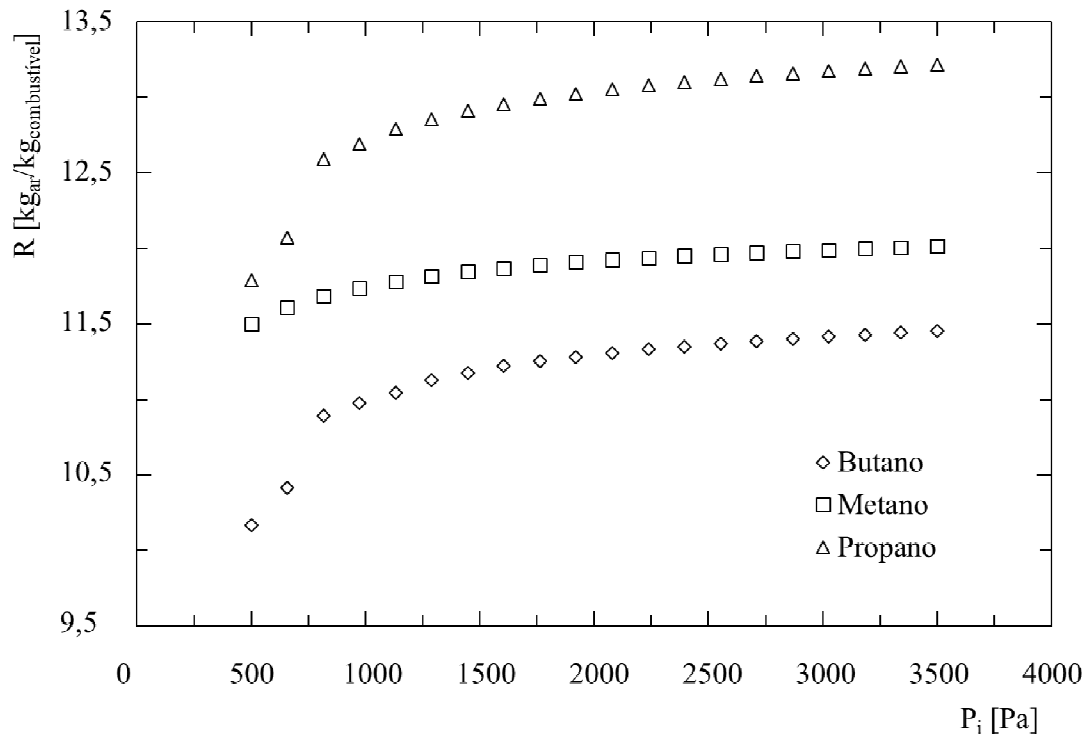


Figura 3.7 - Desempenho dos três gases num clima frio

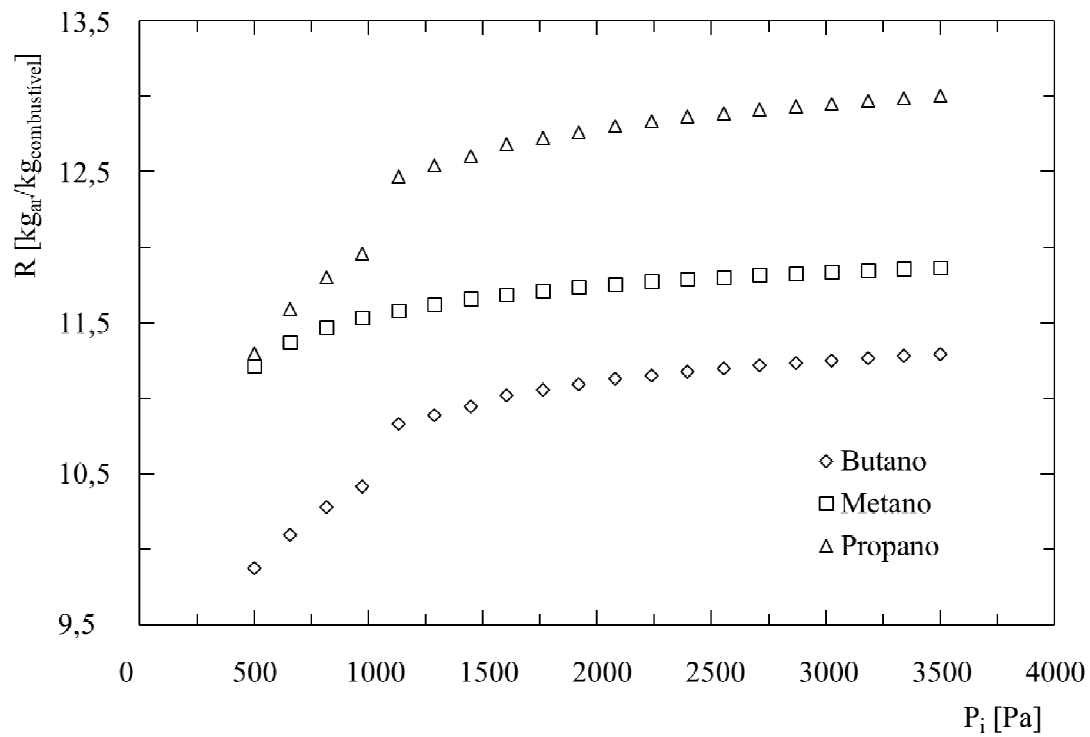


Figura 3.9 - Desempenho dos três gases num clima temperado

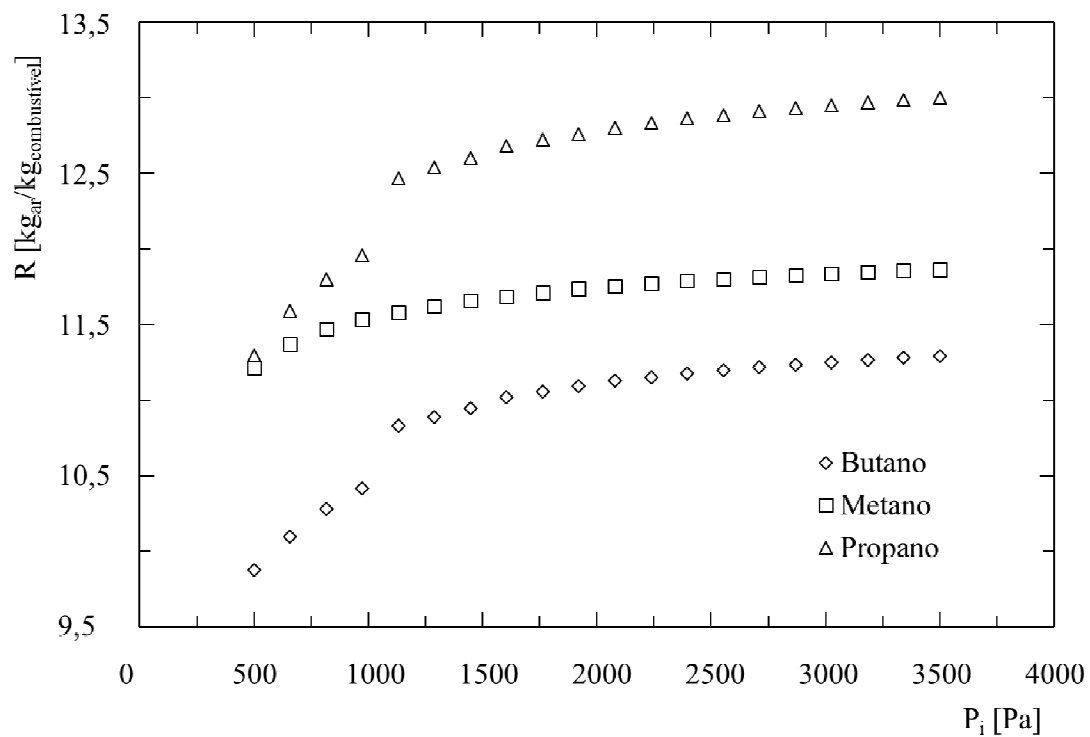


Figura 3.8- Desempenho dos três gases num clima tropical.

3.2 Variação da Humidade Relativa

Foi realizada uma simulação para cada tipo de gás e utilizando as condições que se pode consultar na Figura 3.10, repetindo-as no entanto para as temperaturas de 263,15 K (273,15 K no caso do butano) e de 308,15 K, com o objectivo de estudar o efeito da variação da humidade relativa do ar ambiente na razão ar-combustível a diferentes temperaturas. Na Figura 3.11 apresenta-se os resultados dos três tipos de gás à temperatura de 293,15 K. Os resultados de cada gás às diferentes temperaturas podem ser consultados na Figura 3.12, Figura 3.13 e Figura 3.14.

phi_amb variável		
T_amb	293.15	K
P_amb	101325	Pa
P_i	2000	Pa
phi_amb_min	0	-
phi_amb_max	100	-

Figura 3.10 - Condições das simulações com humidade relativa variável, impressão obtida do programa

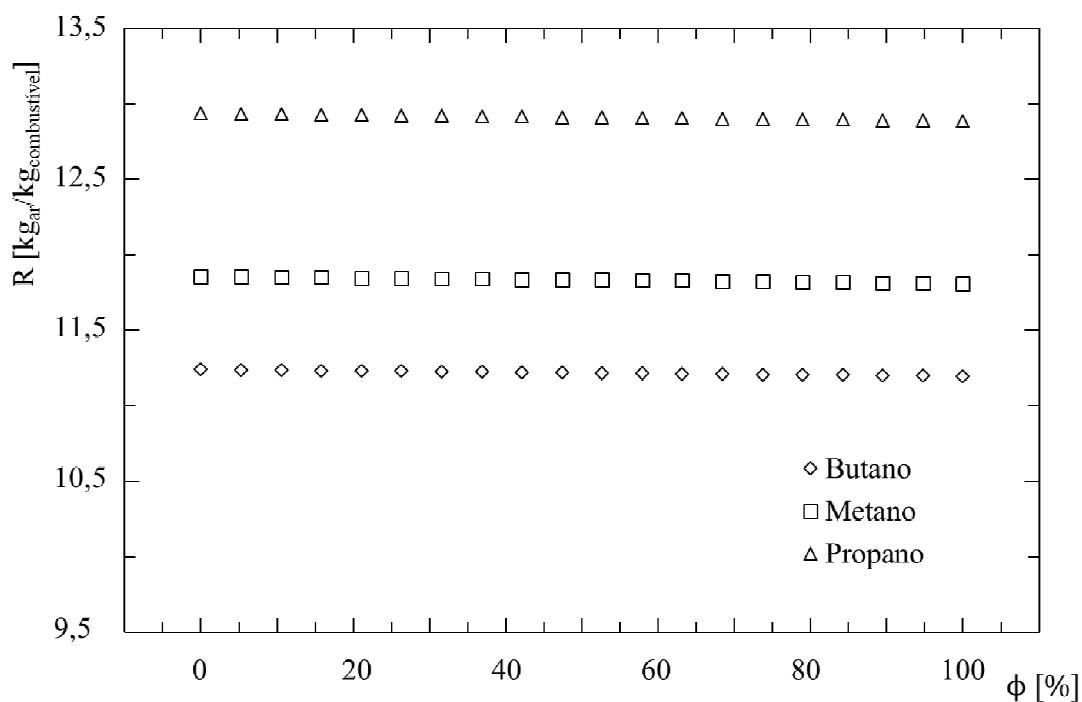


Figura 3.11 - Desempenho dos três gases com a variação da humidade

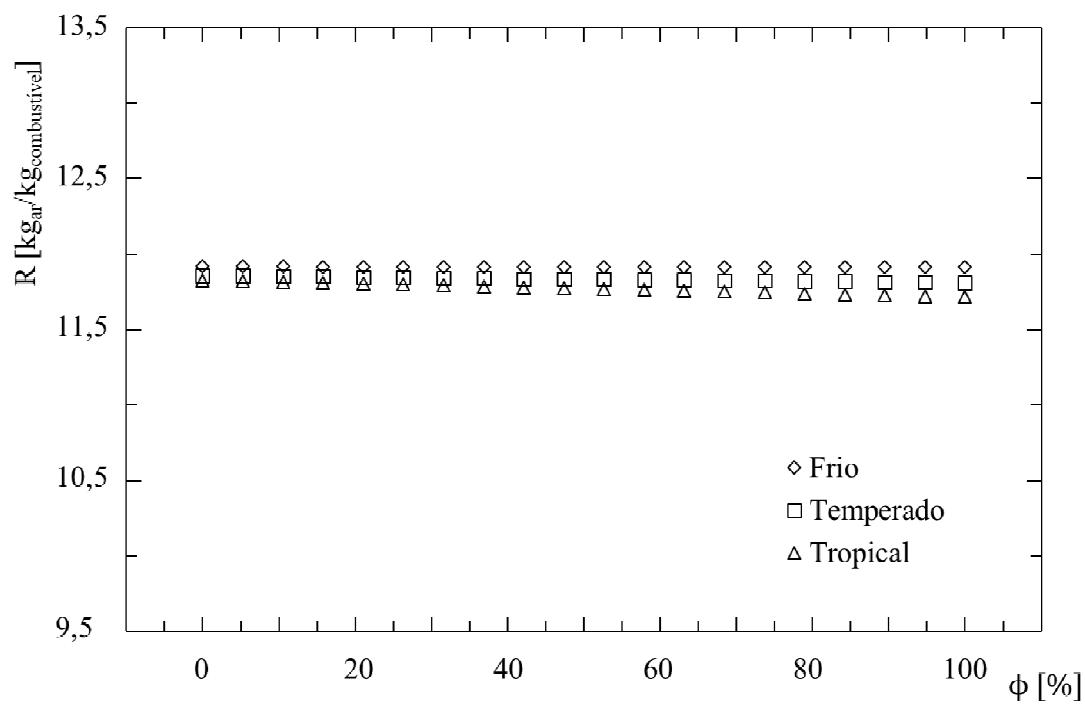


Figura 3.12 - Desempenho do metano em três tipos de clima com a variação da humidade

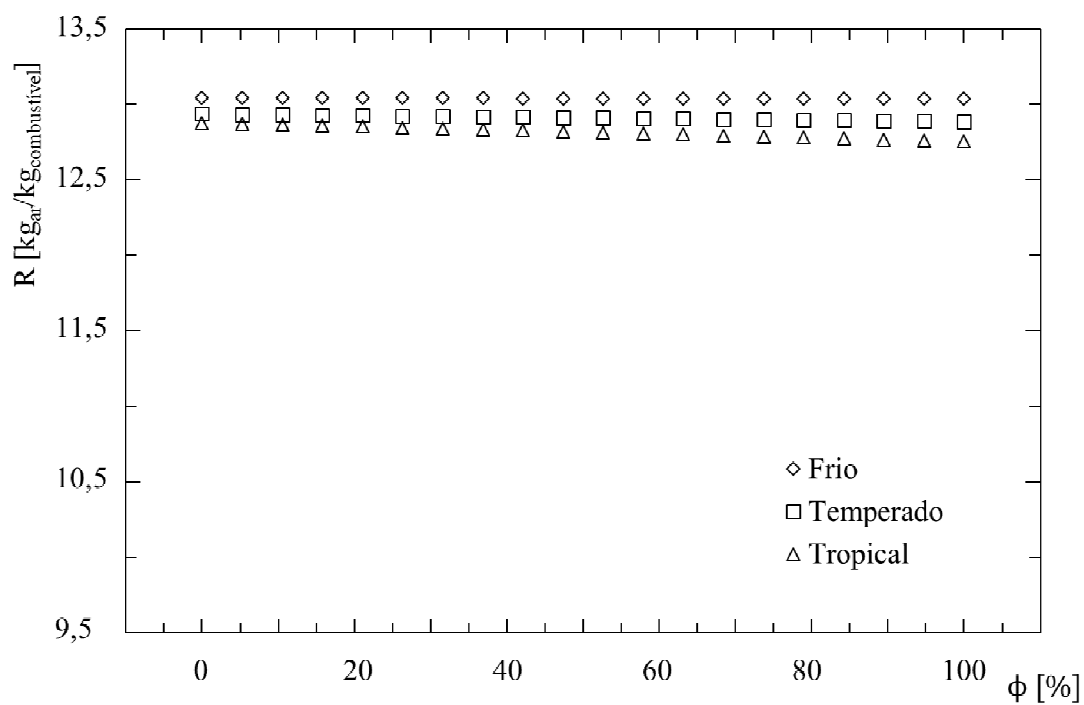


Figura 3.13 - Desempenho do propano em três tipos de clima com a variação da humidade

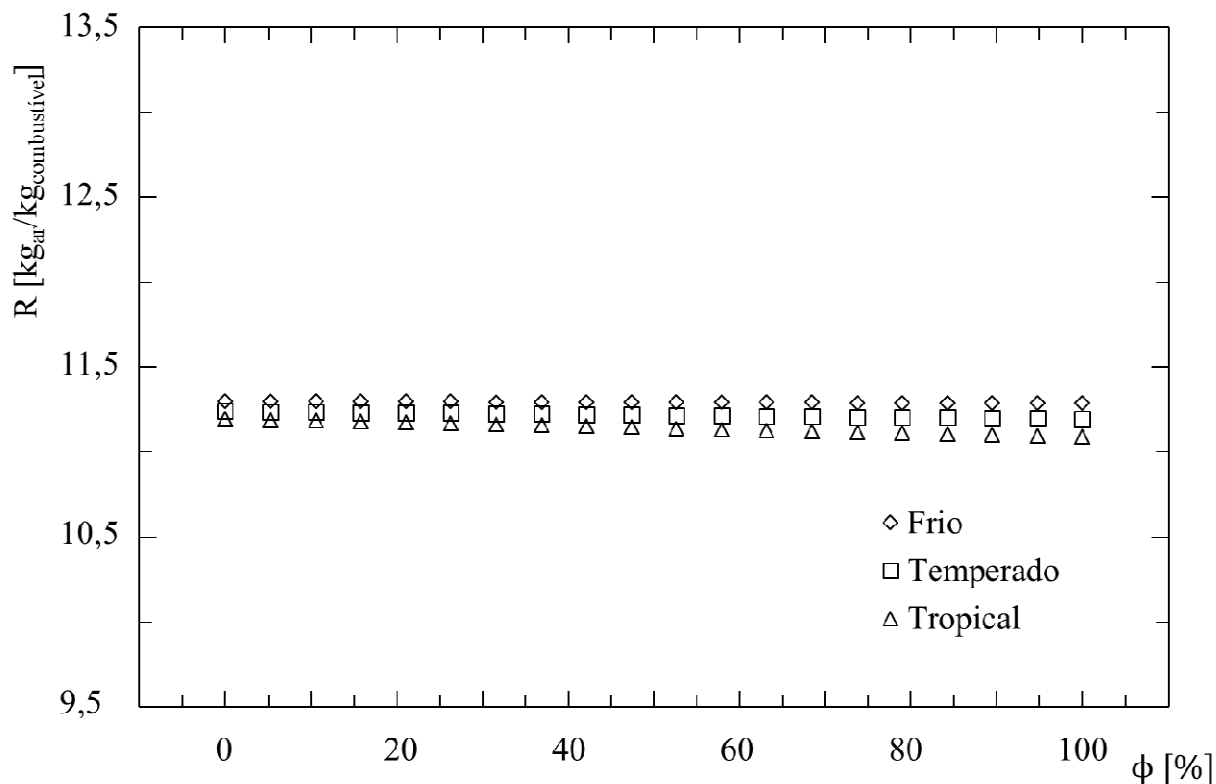


Figura 3.14 - Desempenho do butano em três tipos de clima com a variação da humidade.

3.3 Variação da Temperatura Ambiente

Foi realizada uma simulação para cada tipo de gás utilizando as condições que se pode consultar na Figura 3.15, com o objectivo de estudar o efeito da variação da temperatura ambiente na razão ar-combustível. No caso do butano, dado que a sua temperatura de ebulição à temperatura ambiente ronda os -1°C , não foi simulado o seu desempenho a temperaturas inferiores a 0°C . Os resultados destas simulações podem ser consultados na Figura 3.16.

T_amb variável		
T_amb_min	243.15	K
T_amb_max	343.15	K
P_amb	101325	Pa
P_i	2000	Pa
phi_amb	0	-

Figura 3.15 - Condições das simulações com temperatura ambiente variável, impressão obtida do programa

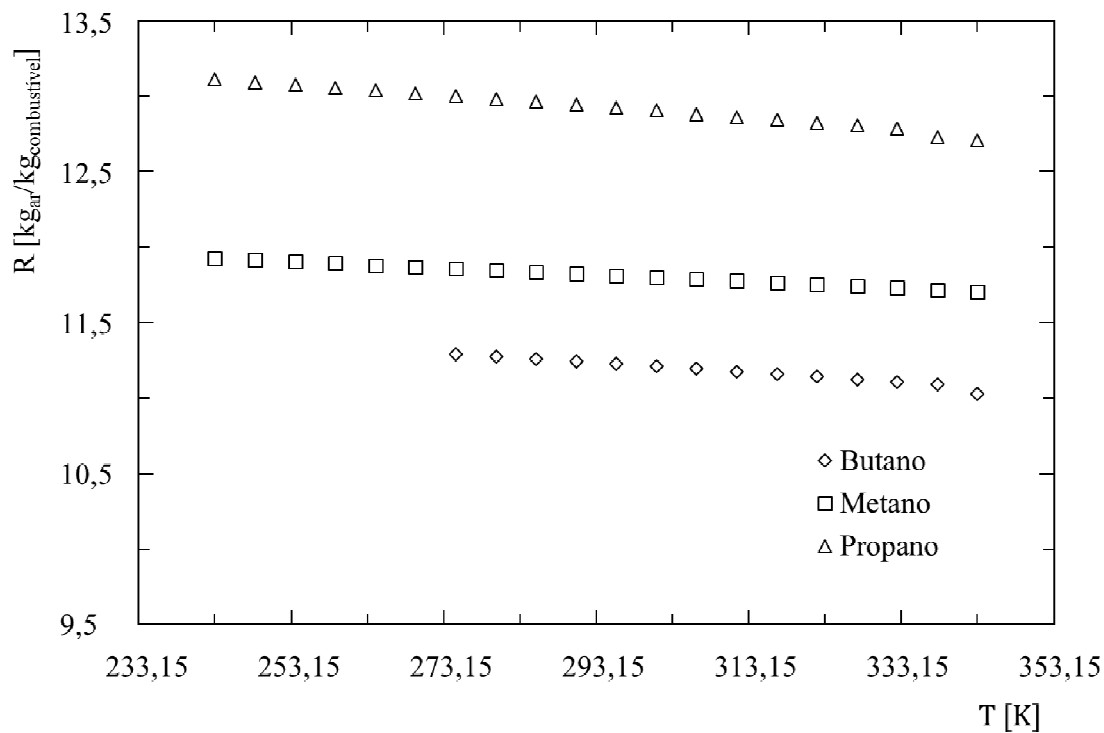


Figura 3.16 - Desempenho dos três gases com a variação da temperatura.

3.4 Variação da Pressão Ambiente

Foi realizada uma simulação para cada tipo de gás utilizando as condições que se pode consultar na Figura 3.17, com o objectivo de estudar o efeito da variação da pressão atmosférica na razão ar-combustível. A gama de pressões atmosféricas corresponde às pressões mínima e máxima encontradas na superfície terrestre (relativas a diferentes altitudes). Os resultados destas simulações podem ser consultados na Figura 3.18.

P_amb variável		
T_amb	293.15	K
P_amb_min	70000	Pa
P_amb_max	110000	Pa
P_i	2000	Pa
phi_amb	30	-

Figura 3.17 - Condições das simulações com pressão atmosférica variável, impressão obtida do programa

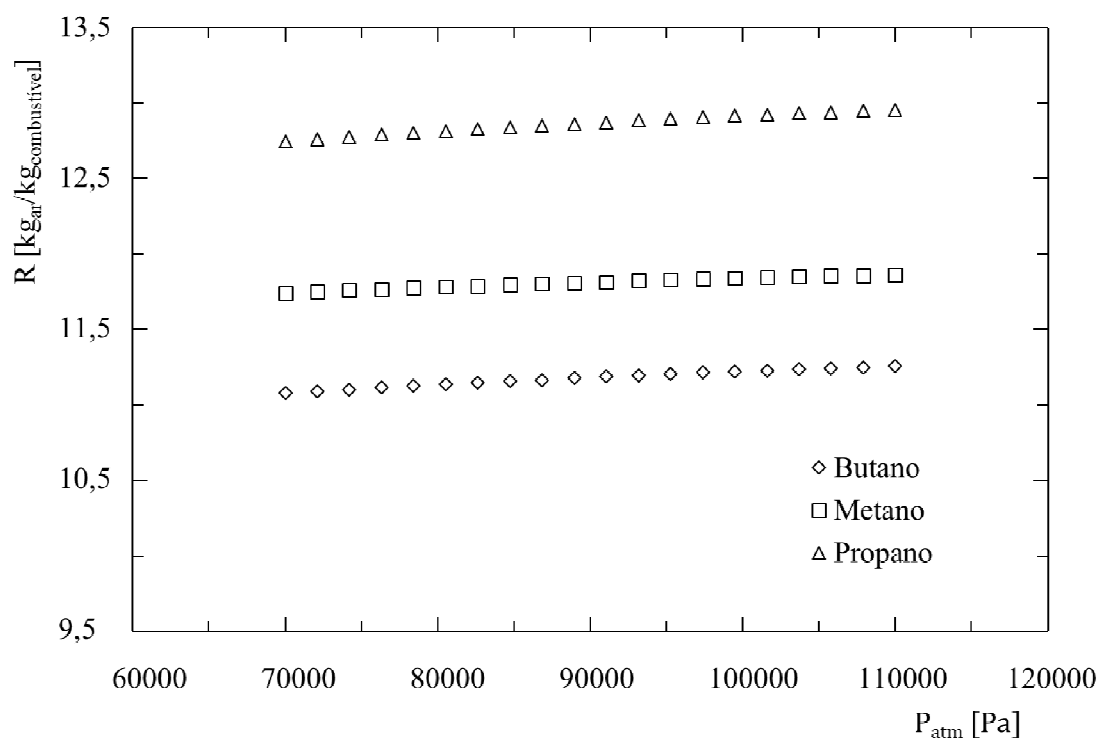


Figura 3.18 - Desempenho dos três gases com a variação da pressão ambiente.

3.5 Perdas de Carga em Cada Região

Para conhecer a importância da geometria de cada região nas perdas de carga, e portanto do papel dessa região na determinação da razão ar-combustível, foi extraída, da simulação do desempenho do propano com a variação da pressão no injetor, informação relativa às perdas de carga em cada região. Esta informação está representada graficamente na Figura 3.19.

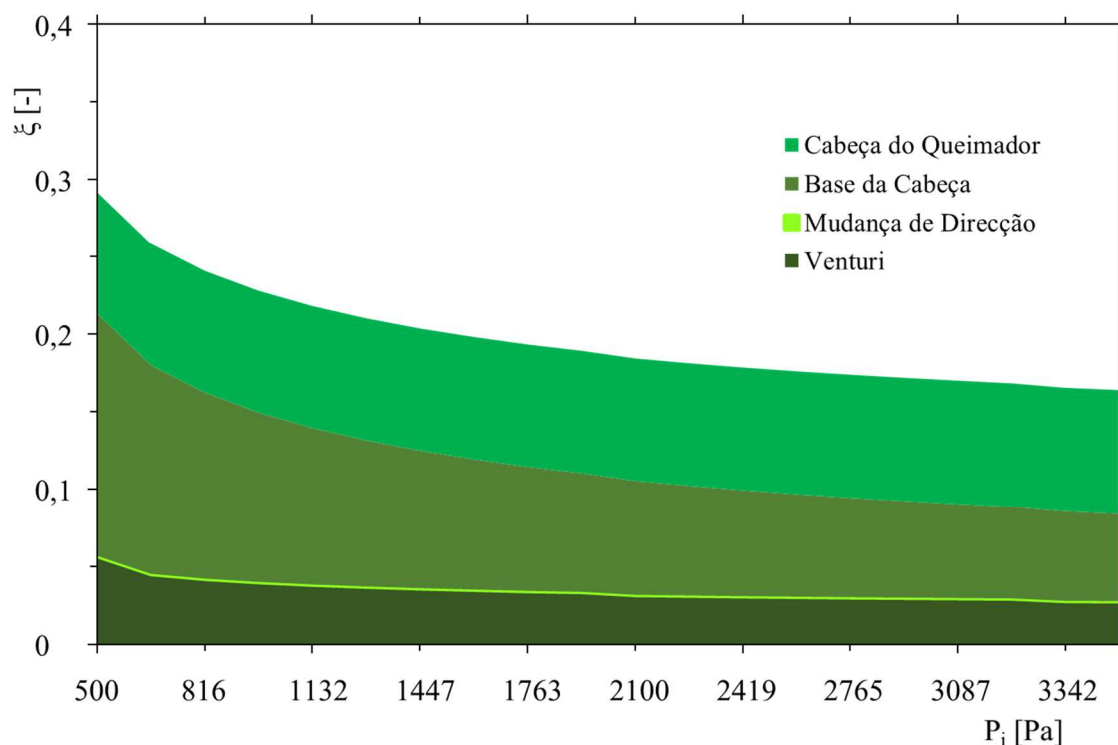


Figura 3.19 - Distribuição das perdas de carga por região.

3.6 Validação de Resultados

Como forma de validar os resultados das simulações, dada a inexistência de dados experimentais relativos à razão de ar primário, foi sugerida pelo fabricante a comparação dos resultados obtidos com os limites de explosividade, conforme foi exposto na Secção 1.11. Estes limites são fornecidos para condições de pressão e temperatura normais, e como tal representam-se na Figura 3.20, Figura 3.21 e Figura 3.22, para o metano, propano e butano, respectivamente, no caso de pressão no injector variável em clima temperado. Adicionalmente espera-se que a razão ar-combustível à saída do queimador seja inferior à razão estequiométrica (EST), sendo esta depois largamente aumentada pela mistura com o ar secundário, resultando numa mistura pobre.

Pela análise dos gráficos referidos, e na ausência de melhores ferramentas para validação dos resultados obtidos, considerou-se o grau de exactidão dos mesmos satisfatório para os fins em causa e prosseguiu-se com a sua análise.

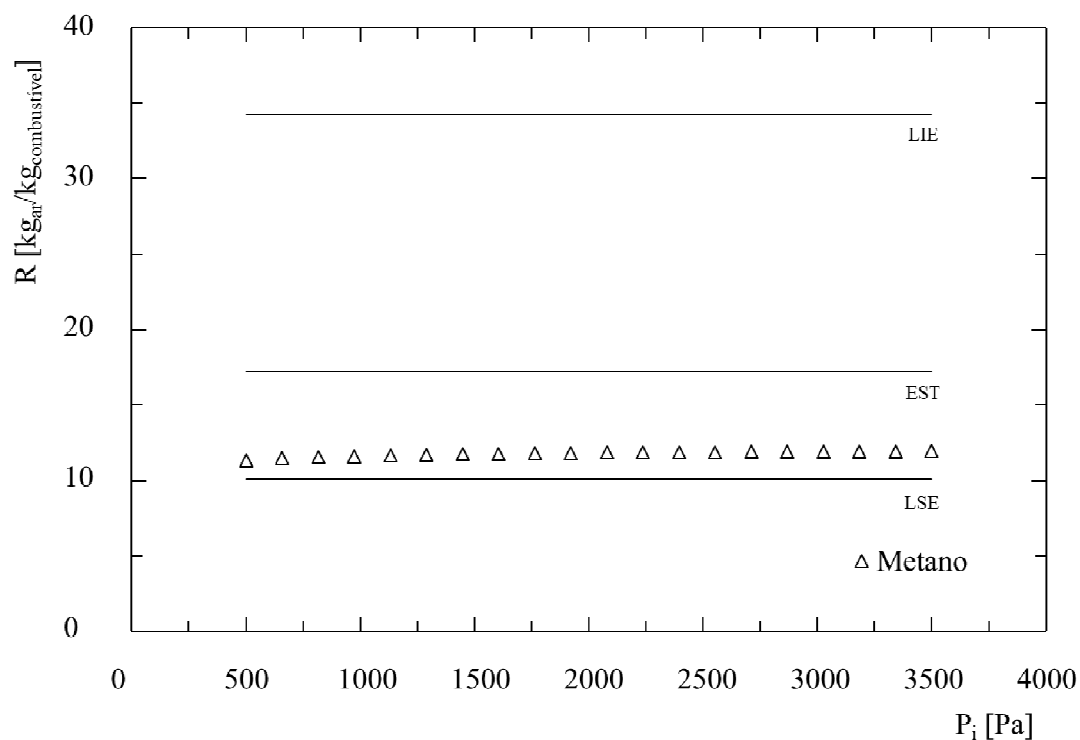


Figura 3.20 - Limites à razão ar-combustível para o metano, LIE – limite inferior de explosividade, LSE – limite superior de explosividade, EST – razão estequiométrica

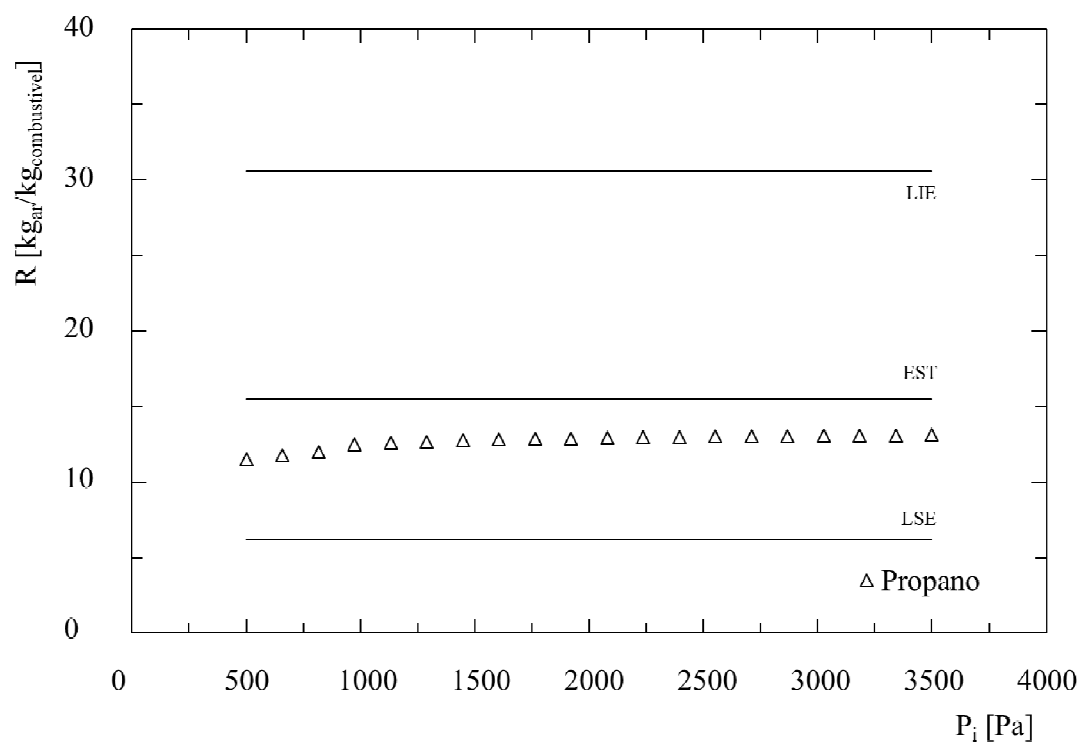


Figura 3.21 - Limites à razão ar-combustível no caso do propano, LIE – limite inferior de explosividade, LSE – limite superior de explosividade, EST – razão estequiométrica

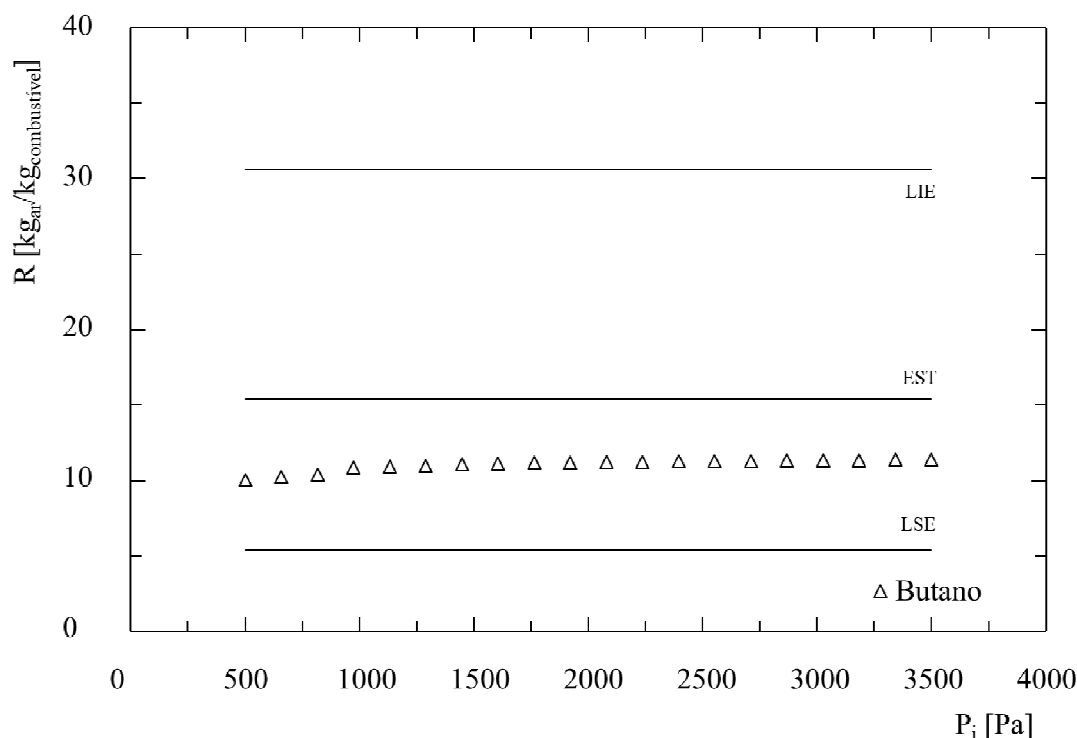


Figura 3.22- Limites à razão ar-combustível no caso do butano, LIE – limite inferior de explosividade, LSE – limite superior de explosividade, EST – razão estequiométrica.

3.7 Discussão

Como se pode verificar pela observação dos resultados da Secção 3.1, há uma tendência geral para o aumento da razão ar-combustível com o aumento da pressão no injector, ou seja, com o aumento do caudal de gás combustível debitado. Isto está de acordo com a exposição realizada na Secção 1.5, já que é evidente da Equação (1.7) que a razão ar-combustível aumenta com a diminuição da perda de carga. Pode ainda ser observado na Figura 3.19 que a perda de carga tende a diminuir com o aumento do caudal de gás. Recorde-se aqui, de resto, a tendência geral do coeficiente de fricção de Darcy para diminuir com o aumento do número de Reynolds, salvo na transição de regime laminar para regime turbulento. Da análise dos gráficos da Secção 3.1 verifica-se ainda que, para todos os gases, a razão ar-combustível tende a estabilizar com o aumento do caudal.

O gás que apresenta maior variação do desempenho com o clima na gama de pressões de funcionamento do injector é o propano, mostrando uma variação máxima da razão ar-combustível de 6,31%, seguido do butano que apresenta uma variação máxima de 5,61%. A razão ar-combustível apresenta uma variação máxima de 1,86% no caso do metano, sendo assim este o gás cujo desempenho no seio do queimador menos é afectado pelas condições ambiente. O andamento das curvas sugere que

estas tenham a mesma forma para os três gases, sendo que no caso do metano esta está mais deslocada para a esquerda, o que contribui para que a estabilização se dê para pressões mais baixas.

Da observação dos gráficos do capítulo 3.2 verifica-se que a influência da humidade relativa aumenta com o aumento da temperatura, sendo maior no caso do propano, de resto o gás cujo desempenho mais é influenciado pelas condições ambiente, conforme foi referido. A pressão de saturação do vapor de água no ar húmido aumenta com a temperatura, pelo que, para temperaturas mais elevadas, o aumento da influência das propriedades do vapor de água com a humidade relativa será mais significativo. A referência [15] apresenta variações da massa volúmica do ar húmido com a humidade relativa desprezáveis a 0 °C, de 4,8% a 50 °C e de 37,5% a 100 °C. Para as mesmas temperaturas a variação da viscosidade dinâmica com a humidade relativa entre 0% e 100% é desprezável, de 6,8% e de 45%, respectivamente. Isto é especialmente relevante se for tido em conta o aquecimento do queimador durante a operação do esquentador (devido à radiação emitida pela chama), que provoca a elevação da temperatura média da mistura. No modelo desenvolvido, e na ausência de informação relativa à distribuição de temperaturas no queimador, foi considerado que as propriedades das mistura são aquelas que se verificam às condições ambiente. Para ilustrar o impacto do aumento da temperatura do queimador no desempenho do mesmo produziu-se o gráfico da Figura 3.23. As simulações às temperaturas de 70 °C e de 100 °C pretendem demonstrar o impacto da eventual contabilização dos ganhos de calor no queimador. Um estudo realizado com GPL como combustível

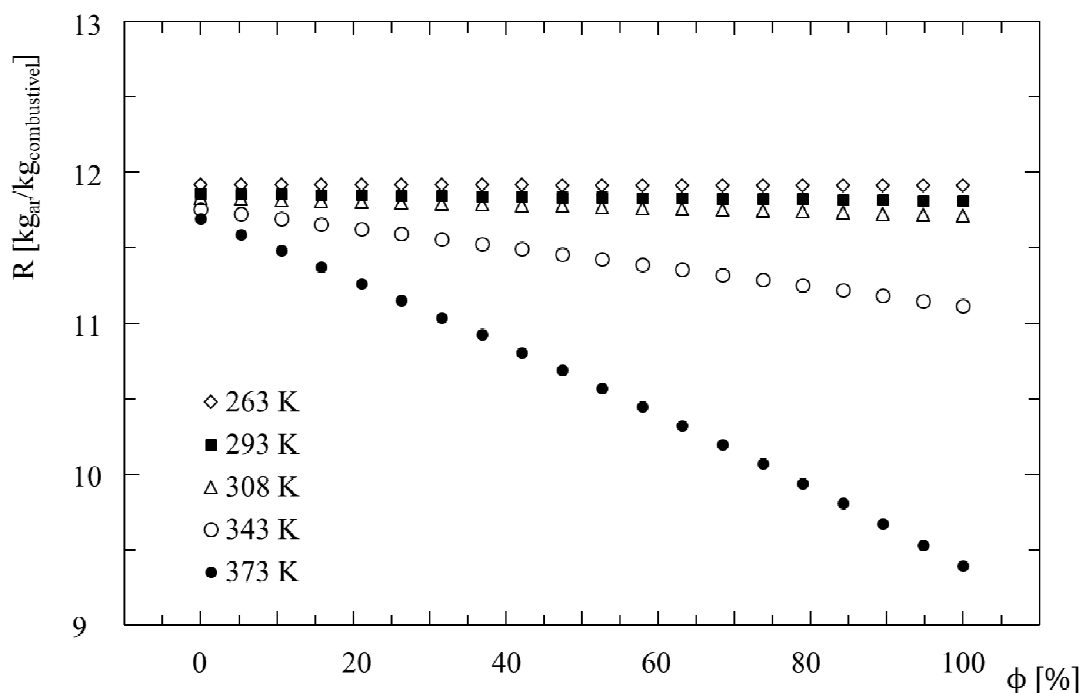


Figura 3.23 - Influência da temperatura da mistura na variação do desempenho do metano com a humidade relativa.

identificou diferenças de até 37% na razão de ar primário entre resultados experimentais a frio e a quente [16].

As descontinuidades que é possível identificar em vários dos gráficos, por exemplo no da Figura 3.9 entre os 1000 e os 1250 Pa, devem-se à mudança de regime de escoamento na base da cabeça do queimador. Quando o valor do número de Reynolds se encontra demasiado próximo dos 2300 sucede frequentemente que o cálculo fica a oscilar entre regimes de escoamento, impossibilitando a convergência do processo iterativo. No sentido de ultrapassar esta limitação, o programa identifica a proximidade dos 2300 em cada região do queimador e avança para um ponto de funcionamento próximo para permitir a convergência. Assim, na região da descontinuidade o que sucede é que o coeficiente de fricção na base da cabeça do queimador salta para um valor mais baixo entre pontos de funcionamento. A tentativa de simular pontos de funcionamento entre aqueles dois resulta na não convergência do cálculo.

Para a mesma temperatura e humidade relativa, o efeito da variação da pressão na razão ar-combustível é diminuto, como pode observar-se na Figura 3.18.

Também o efeito na variação da razão ar-combustível com a humidade se mantém praticamente inalterado, como se pode observar na Figura 3.24.

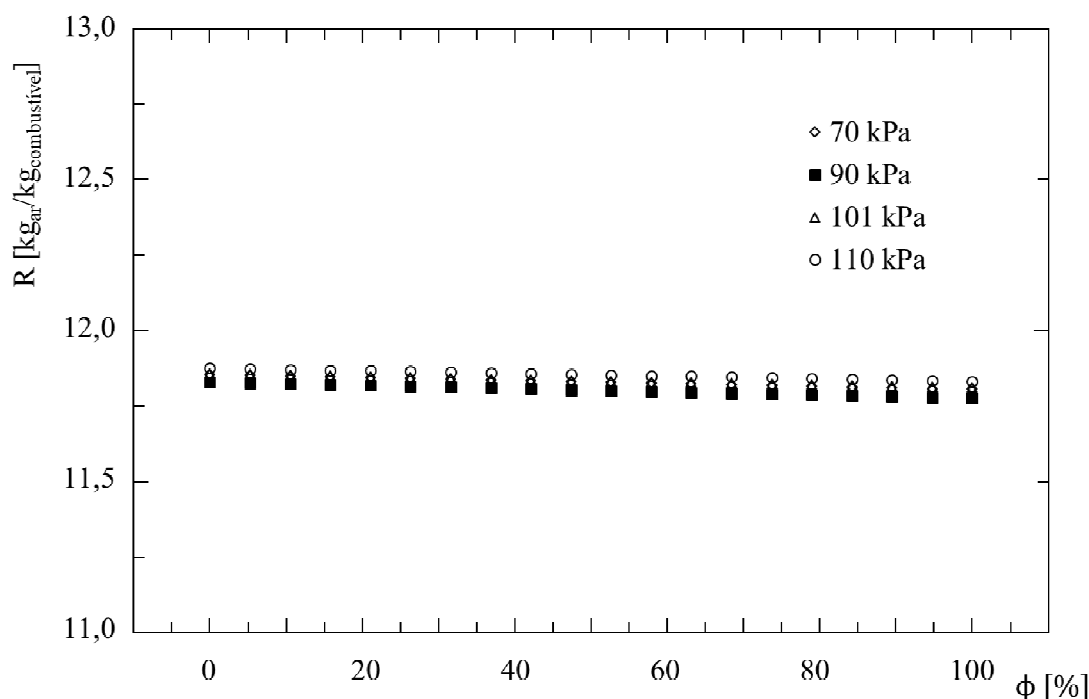


Figura 3.24 - Influência da pressão atmosférica na variação do desempenho do metano com a humidade relativa.

As perdas de carga no queimador, como se pode observar no gráfico da Figura 3.19, concentram-se essencialmente na base da cabeça do queimador (ou distribuidor) e na cabeça do queimador, constituída pelo estabilizador e pela grelha, pelo que numa eventual tentativa de maximização da razão ar-combustível seriam estas as regiões a merecer maior atenção.

3.7.1 Limitações do modelo implementado e sugestões de trabalho futuro

As limitações apresentadas pelo modelo e pelo programa desenvolvidos neste trabalho decorrem essencialmente de dois factores:

- O conjunto de hipóteses assumidas, conforme foram discutidas no Capítulo 1, nomeadamente a hipótese de escoamento desenvolvido em cada região do queimador, cujo impacto é desconhecido;
- A falta de algumas informações que permitiriam uma aproximação mais realista do modelo ao problema em causa, nomeadamente o conhecimento do campo de temperaturas do queimador (a Figura 3.23 demonstra bem o impacto da temperatura nos resultados, que é muito significativo), das curvas de coeficiente de descarga dos injectores e de resultados experimentais ou de simulações por modelação distribuída que permitissem uma validação de resultados mais restritiva.

Algumas sugestões para a continuação deste trabalho seriam:

- A implementação do cálculo iterativo do caudal de gás tendo em conta a dependência do coeficiente de descarga do injector do próprio caudal, conhecidas as curvas de coeficiente de descarga;
- A implementação do cálculo das propriedades do gás em cada região do queimador face à distribuição interna de temperaturas e pressões;
- O estudo do impacto da variação de alguns parâmetros geométricos, salvaguardando a compatibilidade física dos mesmos com os restantes;
- A simulação por CFD de pelo menos um dos casos simulados para comparação dos resultados e eventual afinação do modelo;
- O estudo da implementação de um modelo distinto para o cálculo das perdas de carga no distribuidor, nomeadamente o de um difusor com variação da forma da secção.

CAPÍTULO 4

Conclusões

As principais conclusões retiradas da realização deste trabalho são:

- A existência de um programa de modelação global permite a simulação expedita de escoamentos complexos;
- A validação dos resultados é essencial para a produção de simulações fiáveis e deve ser feita pelos meios possíveis;
- Os parâmetros com maior impacto no desempenho do queimador são a temperatura da mistura (pelo que deve ser dada maior atenção à sua modelação) e a humidade;
- A região que concentra maior parte das perdas de carga é a cabeça do queimador e como tal é aquela cuja geometria deve merecer maior atenção em eventuais esforços de optimização da razão ar-combustível;
- Os efeitos de compressibilidade na descarga do injector são desprezáveis.

CAPÍTULO 5

Bibliografia

- [1] “Johnny on Energy - Tankless Hot Water Heaters,” [Online]. Available: <http://www.johnnyonenergy.com/water-heater-replacement/tankless-hot-water-heaters/>. [Acedido em 20 August 2017].
- [2] R. M. B. R. Pilão, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica - Estudo do Comportamento Térmico de Esquentadores Domésticos a Gás, Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 1996.
- [3] H. R. Jones, The Application of Combustion Principles to Domestic Gas Burner Design, London: E. & F.N. Spon Ltd, 1989.
- [4] N. A. Chigier e J. M. Beér, Combustion Aerodynamics, Krieger Publishing Company, 1972.
- [5] Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, Calcul, Conception et Utilisation des Bruleurs Industriels à Gaz, Paris: Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, 1983.
- [6] R. Pritchard, J. J. Guy e N. E. Connor, Industrial Gas Utilization, Essex: British Gas Corporation, 1977.
- [7] F. M. White, Fluid Mechanics, Boston: McGraw-Hill, 1999.
- [8] I. E. Idelchik, Memento des Pertes de Charge, Paris: Eyrolles, 1969.
- [9] Z. K. Morvay e D. D. Gvozdenac, Applied Industrial Energy and Environmental Management, John Wiley & Sons, Ltd, 2008.
- [10] Vaisala, Humidity Conversion Formulas, Helsinki: Vaisala, 2013.
- [11] National Institute of Standards and Technology, “NIST Chemistry WebBook,” [Online]. Available: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>. [Acedido em August 2017].

- [12] U.S. Department of Interior, Bureau of Mines, *Bulletin 627, Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors*, U.S. Department of Interior, Bureau of Mines, 1965.
- [13] G. Bar-Meir, *Fundamentals of Compressible Fluid Mechanics*, Chicago: POTTO Project, 2013.
- [14] L. Reis, J. Carvalho Jr, M. Nascimento, L. Rodrigues e F. Dias, “Numerical modeling of flow through an industrial burner orifice,” *Applied Thermal Engineering*, n° 67, 2014.
- [15] P. T. Tsilingiris, “Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C,” *Energy Conversion & Management*, n° 49, 2007.
- [16] A. Namkhat e S. Jugjai, “Primary air entrainment characteristics for a self-aspirating burner: Model,” *Energy*, n° 35, 2010.